

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Інститут енергозбереження та енергоменеджменту**

**Кафедра електропостачання**

«На правах рукопису»  
УДК \_\_\_\_\_

«До захисту допущено»

Науковий керівник кафедри

\_\_\_\_\_ С.П. Денисюк

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**Магістерська дисертація**

**на здобуття ступеня магістра**

**зі спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та  
електромеханіка»**

**спеціалізації Енергетичний менеджмент та енергоефективність**

**на тему: «Оптимізація режимів роботи промислових вентиляційних  
установок»**

Виконав (-ла):

студент (-ка) VI курсу, групи ОН-61м

Дєлов Влас Васильович \_\_\_\_\_

Керівник:

к.т.н., доц. Прокопенко В.В. \_\_\_\_\_

Консультант з нормоконтролю:

ас. Прокопенко І.Д. \_\_\_\_\_

Рецензент:

к.т.н., доц. Шульга Ю.І. \_\_\_\_\_

Засвідчую, що у цій магістерській  
дисертації немає запозичень з праць  
інших авторів без відповідних  
посилань.

Студент (-ка) \_\_\_\_\_

Київ – 2018 року

**Національний технічний університет України**  
**«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»**  
**Інститут енергозбереження та енергоменеджменту**  
**Кафедра електропостачання**

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»  
Спеціалізація «Енергетичний менеджмент та енергоефективність»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Науковий керівник кафедри

\_\_\_\_\_ С.П. Денисюк

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАВДАННЯ**  
**на магістерську дисертацію студенту**

**Дєлов Влас Васильович**

1. Тема дисертації «Оптимізація режимів роботи промислових вентиляційних установок»

науковий керівник дисертації к.т.н., доц. Прокопенко В.В.

затверджені наказом по університету від «20» березня 2018 р. №971-с

2. Термін подання студентом дисертації «18» травня 2018 року

3. Об'єкт дослідження промислові вентиляційні установки (СВіК)

4. Вихідні дані вимірювання характеристик радіального вентилятора та установки вентиляції

5. Перелік завдань, які потрібно розробити: 1) розробка моделі промислової установки вентиляції 2) дослідження режимів роботи установки 3) керування режимами роботи

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: типові аеродинамічні характеристики вентиляторів, величина спожитої потужності вентиляційної установки в залежності від продуктивності, лістинг програмного забезпечення для симуляції режимів роботи установки

7. Орієнтовний перелік публікацій: Дєлов В.В ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРОМИСЛОВОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ / Збірник матеріалів доповідей науково-технічної конференції «Енергетичний

менеджмент: стан та перспективи розвитку – PEMS'18», 2018. – (Київ, 19 квітня 2018.);- С. 19-22.

8. Консультанти розділів дисертації

Нормоконтроль:                    ас. Прокопенко І.Д.

9. Дата видачі завдання 12 березня 2018 року

#### Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Отримання завдання	12 березня	Вик
2	Аналіз літературних джерел		Вик
3			Вик
4	Робота над першим розділом		Вик
5	Робота над другим розділом		Вик
6	Робота над третім розділом		Вик
7	Робота над четвертим розділом		Вик
8	Оформлення ПЗ, нормоконтроль, попередній захист		Вик

Студент  
Науковий керівник дисертації

В.В. Дєлов  
В.В. Прокопенко

## РЕФЕРАТ

**Структура і обсяг роботи:** Дисертація містить: 101 сторінку, 47 рисунків, 25 таблиць та 17 бібліографічних джерел за переліком посилань.

**Актуальність теми.** Через подальше зростання кількості систем вентиляції та підвищення нормування характеристик повітря є нагальна необхідність в оптимізації режимів роботи вентиляційного обладнання. Споживання електроенергії вентиляційними установками є значним так як велика частина останніх є застарілою та працює не в енергоефективних режимах. На основі моделювання установки є можливість виявити найбільш раціональні режими для того чи іншого типу навантаження з використанням методів прогнозування енергоспоживання та його регулювання засобами автоматики.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Виконані в роботі дослідження відповідають напряму «Енергетика та енергоефективність» Закону України № 2519-VI від 09.09.2010 р. «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки», стратегічним пріоритетним напрямом інноваційної діяльності в Україні на 2003-2013 роки «Новітні ресурсозберігаючі технології» Закону України № 433-IV від 16.01.2003 р. «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні», Комплексній програмі НТУУ «КПІ» «Енергетика сталого розвитку» і направленості тематики кафедри електропостачання НТУУ «КПІ».

**Мета та задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є розробка моделі вентиляційної установки, моделювання режимів роботи установки при різних типах навантаження, яке потребує різних методів дослідження енергоспоживання. Задачею дослідження є виявлення раціональних режимів роботи установки на основі використання автоматики (контролера) та керування установкою.

**Об'єкт дослідження** - промислова вентиляційна установка (СВіК).

**Предмет дослідження** - режими роботи вентиляційної установки.

**Методи дослідження** - використані методи базуються на кореляційно-регресійному аналізі (ПЗ MS Excel "Пакет аналіз даних"), що дозволяє визначити найбільш вагомі факторні ознаки, також для моделювання використовувались підходи на основі фізичних законів з коригуванням моделі емпіричним даними, було використане наступне ПЗ: "CoolPack", OpenModelica, MATLAB.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Основні результати, які визначають наукову новизну дисертаційної роботи, полягають у наступному:

- запропонована зпрощена модель режиму роботи установки СВіК для дослідження енергетичних характеристик;
- запропоновано модель вентиляційної установки з врахуванням часової затримки відповіді моделі на зміну параметрів повітря;
- запропоновано нові режими роботи контролера, що дозволяє збільшити гнучкість роботи вентиляційної установки;
- вироблено рекомендації відносно швидкості досягнення заданих параметрів промислового приміщення в залежності від рівня енергоспоживання.

**Практичне значення роботи.** Розроблена модель та рекомендації по керуванню режимом роботи установки можуть бути далі застосовані для більш глибоко аналізу окремих складових СВіК.

**Апробація результатів роботи.** Результати магістерської дисертації були оприлюднені:

- Науково-технічна конференція «Енергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку – REMS'18» від 17.04.2018, Інститут енергозбереження та енергоменеджменту, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інстит ім. Ігоря Сікорського».
- Міжнародна науково-практична конференція "Актуальні питання енергозбереження як вимога безпеки життєдіяльності", Інститут енергозбереження та енергоменеджменту, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інстит ім. Ігоря Сікорського».

**Публікації.** За результатами наукових досліджень було опубліковано:

- Дєлов В.В ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРОМИСЛОВОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ / Збірник матеріалів доповідей науково-технічної конференції ««Енергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку – REMS'18», 2018. – (Київ, 19 квітня 2018.);- С. 19-22.

**Ключові слова:** *КОНТРОЛЬ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ, ПАЛИВНО-ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ, ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЯ, ТЕПЛОВА ЕНЕРГІЯ, МОДЕЛЮВАННЯ, РЕЖИМИ РОБОТИ.*

## ABSTRACT

Structure and scope of work: 103 pages, 47 figures, 25 tables and 17 references.

**Relevance of the work.** Due to the further increase in the number of ventilation systems and the increase in air regulation, there is an urgent need to optimize the operating modes of ventilation equipment. Electricity consumption by ventilation units is significant as most of the latter are outdated and not in energy-efficient modes. On the basis of the simulation of the installation it is possible to identify the most rational modes for one or another type of load using the methods of forecasting power consumption and its adjustment by means of automation.

**Communication with academic programs, plans, themes.** The research carried out in the work corresponds to the direction "Energy and Energy Efficiency" of the Law of Ukraine No. 2519-VI of 09.09.2010 "On Priority Areas of Science and Technology Development", Strategic Priority Areas of Innovation Activities in Ukraine for 2003-2013 "Innovative Resource Saving Technologies" Law of Ukraine No. 433-IV of 16.01.2003 "On Priority Areas of Innovation Activity in Ukraine", Integrated Program of NTUU "KPI", "Energy of Sustainable Development" and directions of the topics of the Department of Electrical Supply of NTUU "KPI".

**Purpose and tasks of the research.** The purpose of the dissertation is to develop a model of the ventilation installation, modeling the operating modes of the installation for different types of load, which requires different methods of studying power consumption. The task of the research is to identify the rational modes of operation of the installation based on the use of automation (controller) and installation management.

**The object of the research** is an industrial ventilation system (HVAC).

**The subject of research** - operating modes of the ventilation installation (HVAC).

**Methods of research.** The methods used are based on correlation analysis (MS Excel "Data Analysis Package"), which allows to determine the most important factor factors, also for the simulation were used approaches based on physical laws with the correction of the model empirical data, the following software was used: CoolPack, OpenModelica, MATLAB.

**Scientific novelty of the obtained results.** The main results that determine the scientific novelty of the dissertation work are the following:

- a simplified model of the operation of the SVIC installation for the analysis of energy characteristics is proposed;
- the model of the ventilation unit is proposed taking into account the time delay of the model response to the change of air parameters;
- proposed new modes of operation of the controller, which allows to increase the flexibility of the ventilation installation;
- recommendations are made regarding the speed of achieving the given parameters of industrial premises depending on the level of energy consumption.

**Practical value of work.** The developed model and recommendations for controlling the mode of operation of the installation can be further applied for a more in-depth analysis of individual components HVAC.

**Approbation of the work.** The results of the master's thesis were made public:

- Scientific and Technical Conference "Energy Management: Status and Prospects of Development - PEMS'18" dated April 17, 2018, Institute of Energy Saving and Energy Management, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute. Igor Sikorsky".
- International scientific and practical conference "Current issues of energy saving as a requirement of life safety", Institute of energy conservation and energy management, National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute. Igor Sikorsky".

**Publications.** According to the results of scientific research was published:



- Dielov V.V. OPTIMIZATION OF MODES OF OPERATION INDUSTRIAL HVAC SYSTEM / Compilation of reports of the scientific and technical conference "Energy Management: the state and prospects of development - PEMS'18", 2018. - (Kyiv, April 19, 2018) - P. 19 -22

**Key words:** *ENERGY EFFICIENCY CONTROL, FUEL AND ENERGY RESOURCES, ENERGY SAVING, ELECTRIC POWER, THERMAL ENERGY, MODELING, OPERATING MODES.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	12
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРЕДМЕТНОЇ ОБЛАСТІ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	15
1.1 Види загальнообмінних систем вентиляції та їх конструкційне виконання.....	15
1.2 Основні складові елементи системи вентиляції та кондиціонування (СВіК).....	20
1.3 Загальні відомості про системи зі змінною продуктивністю.....	28
1.4 Вихідні дані для створення систем вентиляції .....	32
1.5 Основні впливові фактори на процеси в СВіК .....	33
1.6 СВіК як об'єкт оптимізації .....	34
1.7 Опис обмежень до систем вентиляції .....	36
1.8 Класифікація показників ефективності СВіК систем.....	43
1.9 Показники техніко-функціональної досконалості СВіК.....	46
1.10 Зменшення витрати енергії в системах вентиляції .....	49
1.10.1 Зменшення витрати теплової енергії в СВіК.....	49
1.10.2 Зменшення витрати електроенергії вентилятором при використанні різних типів регулювання його продуктивністю.....	49
1.11 Економічна оцінка витрат систем вентиляції .....	50
Висновки до першого розділу: .....	52
РОЗДІЛ 2 Розробка моделі СВіК та підходи, які використовуються при моделюванні .....	52
2.1 Загальні підходи до моделювання динамічних систем .....	52
2.1.1 Емпіричне моделювання динамічних систем .....	56
2.1.2 Механістичне моделювання динамічних систем.....	59
2.1.3 Комбінований підхід до моделювання динамічних систем .....	61
2.2 Характеристика динамічних та статичних моделей .....	63
2.3 Опис характеристик промислового приміщення, як навантаження СВіК .....	65
2.4 Опис вентилятора та формування його моделі.....	67
2.5 Опис теплообмінних процесів в СВіК .....	72
2.6 Опис компресора холодильної установки.....	75
2.7 Опис електронно-розширювального вентиля (ЕРВ) .....	78

2.8 Річна змінність параметрів клімату.....	79
Висновки до другого розділу:.....	81
РОЗДІЛ 3 Розробка оптимального регулювання режимами роботи СВіК на основі зворотного зв'язку .....	82
3.1 Визначення факторів, які найбільш суттєво впливають на енергоспоживання установки СВіК .....	83
3.2 Розрахунок енергетичних характеристик парокомпресора .....	86
3.3 Апроксимація аеродинамічних характеристик вентилятора математичною функцією .....	89
3.4 Моделювання режиму роботи СВіК .....	93
3.5 Моделювання режиму роботи СВіК з використанням засобів автоматизації .....	98
Висновки до третього розділу: .....	100
РОЗДІЛ 4 СТАРТАП ПРОЕКТ .....	102
4.1 Опис ідеї продукту .....	102
4.2 Технологічний аудит ідеї проекту .....	103
4.3 Аналіз можливостей розвитку стартап-проекту в умовах ринку .....	104
4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту .....	108
4.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту .....	109
Висновки до четвертого розділу: .....	110
ВИСНОВКИ .....	110
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	113

## **ВСТУП**

Вентиляція та кондиціонування є значною складовою в загальному балансі споживання ПЕР, що відповідно потребує уваги в питаннях енергозбереження та енергоефективності, так як дані споживачі мають значний потенціал для енергозбереження.

**Актуальність теми.** Через подальше зростання кількості систем вентиляції та підвищення нормування характеристик повітря є нагальна необхідність в оптимізації режимів роботи вентиляційного обладнання. Споживання електроенергії вентиляційними установками є значним так як велика частина останніх є застарілою та працює не в енергоефективних режимах. На основі моделювання установки є можливість виявити найбільш раціональні режими для того чи іншого типу навантаження з використанням методів прогнозування енергоспоживання та його регулювання засобами автоматики.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Виконані в роботі дослідження відповідають напряму «Енергетика та енергоефективність» Закону України № 2519-VI від 09.09.2010 р. «Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки», стратегічним пріоритетним напрямом інноваційної діяльності в Україні на 2003-2013 роки «Новітні ресурсозберігаючі технології» Закону України № 433-IV від 16.01.2003 р. «Про пріоритетні напрями інноваційної діяльності в Україні», Комплексній програмі НТУУ «КПІ» «Енергетика сталого розвитку» і направленості тематики кафедри електропостачання НТУУ «КПІ».

**Мета та задачі дослідження.** Метою дисертаційної роботи є розробка моделі вентиляційної установки, моделювання режимів роботи установки при різних типах навантаження, яке потребує різних методів дослідження енергоспоживання. Задачею дослідження є виявлення раціональних режимів роботи установки на основі використання автоматики (контролера) та керування установкою.

**Об'єкт дослідження** - промислова вентиляційна установка (СВіК).

**Предмет дослідження** - режими роботи вентиляційної установки.

**Методи дослідження** - використані методи базуються на кореляційно-регресійному аналізі (ПЗ MS Excel "Пакет аналіз даних"), що дозволяє визначити найбільш вагомі факторні ознаки, також для моделювання використовувались підходи на основі фізичних законів з коригуванням моделі емпіричним даними, було використане наступне ПЗ: "CoolPack", OpenModelica, MATLAB.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Основні результати, які визначають наукову новизну дисертаційної роботи, полягають у наступному:

- запропонована зпрощена модель режиму роботи установки СВіК для дослідження енергетичних характеристик;
- запропоновано модель вентиляційної установки з врахуванням часової затримки відповіді моделі на зміну параметрів повітря;
- запропоновано нові режими роботи контролера, що дозволяє збільшити гнучкість роботи вентиляційної установки;
- вироблено рекомендації відносно швидкості досягнення заданих параметрів промислового приміщення в залежності від рівня енергоспоживання.

**Практичне значення роботи.** Розроблена модель та рекомендації по керуванню режимом роботи установки можуть бути далі застосовані для більш глибоко аналізу окремих складових СВіК.

**Апробація результатів роботи.** Результати магістерської дисертації були оприлюднені:

- Науково-технічна конференція «Енергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку – REMS'18» від 17.04.2018, Інститут енергозбереження та енергоменеджменту, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інстит ім. Ігоря Сікорського».
- Міжнародна науково-практична конференція "Актуальні питання енергозбереження як вимога безпеки життєдіяльності", Інститут

енергозбереження та енергоменеджменту, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інстит ім. Ігоря Сікорського».

**Публікації.** За результатами наукових досліджень було опубліковано:

- Дєлов В.В ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ПРОМИСЛОВОЇ ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ / Збірник матеріалів доповідей науково-технічної конференції ««Енергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку – REMS'18», 2018. – (Київ, 19 квітня 2018.);- С. 19-22.

**Структура дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел.

У **першому розділі** на базі вивчення літературних джерел проведено аналіз предметної області. Розглянуто основні типи конструкційного виконання вентиляційних систем, складові систем вентиляції, особливості енергоспоживання, особливості режимів роботи промислових установок вентиляції та основні модернізаційні заходи по зменшенню енергоспоживання.

У **другому розділі** відбувається огляд методології моделювання, розгляд системного аналізу для побудови моделі енергоспоживання установки СВіК, що дозволить використовувати методи для планування режимів роботи при зміні параметрів навколишнього середовища за допомогою засобів автоматики

У **третьому розділі** відбувається симуляція режимів роботи моделі вентиляційної установки та коригування параметрів моделі на основі даних знятих при вимірюванні реальної установки. Проведено симуляцію роботи установки в ПЗ OpenModelica. Відбір найбільш коректних режимів роботи з позицій забезпечення енергозбереження та енергоефективності.

У **четвертому розділі** відбувається оцінка результатів дослідження з позицій нової технології, яка дозволяє підвищити енергоефективність роботи вентиляційної установки як стартап проекту, його економічна доцільність.

## РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ПРЕДМЕТНОЇ ОБЛАСТІ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

### 1.1 Види загальнообмінних систем вентиляції та їх конструкційне виконання

Загальнообмінна вентиляція забезпечує створення необхідного мікроклімату та чистоти повітряного середовища у всьому об'ємі робочої зони приміщення. Вона застосовується для видалення надлишкового тепла при відсутності токсичних виділень, а також у випадках, коли характер технологічного процесу та особливості виробничого устаткування виключають можливість використання місцевої витяжної вентиляції.

Розрізняють чотири основні схеми організації повітрообміну при загальнообмінній вентиляції: зверху вниз, зверху вверх, знизу вверх, знизу вниз (рис.1.1).

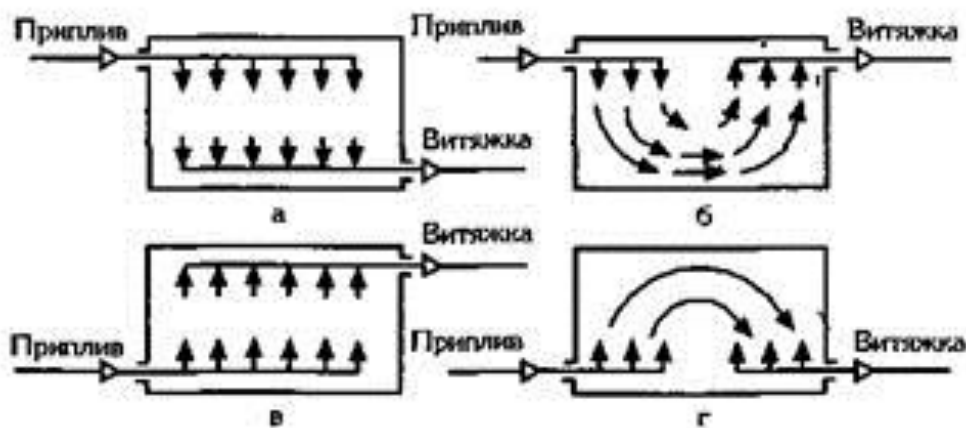


Рисунок 1.1 - Схема організації повітрообміну при загальнообмінній вентиляції.

Схеми зверху вниз (рис. 1.1а) та зверху вверх (рис. 1.1.б) доцільно застосовувати у випадку, коли припливне повітря в холодний період року має температуру нижчу температури приміщення [1]. Припливне повітря перш ніж досягти робочої зони нагрівається за рахунок повітря приміщення. Інші дві схеми (рис.1.1.в та 1.1.г) рекомендується використовувати тоді, коли

припливне повітря в холодний період року підігрівається і його температура вища температури внутрішнього повітря.

Якщо у виробничих приміщеннях виділяються гази та пари з густиною, що перевищує густину повітря (наприклад, пари кислот, бензину, гасу), то загальнообмінна вентиляція повинна забезпечити видалення 60% повітря з нижньої зони приміщення та 40% — з верхньої [2]. Якщо густина газів менша за густину повітря, то видалення забрудненого повітря здійснюється у верхній зоні.

Схема **припливної механічної вентиляції** (рис.1.2) включає: повітрозабірний пристрій 1; фільтр для очищення повітря 2; повітрянагрівач (калорифер) 3; вентилятор 5; мережа повітроводів 4 та припливні патрубки з насадками 6. Якщо нема необхідності підігрівати припливне повітря, то його пропускають безпосередньо у виробничі приміщення через обвідний канал 7.

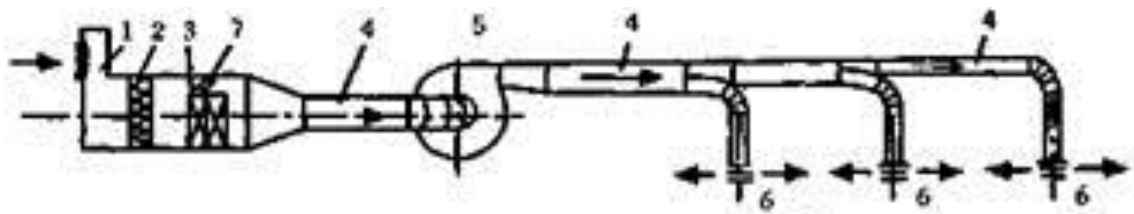


Рисунок 1.2 - Схема припливної вентиляції

Повітрозабірні пристрої необхідно розташовувати в місцях, і повітря не забруднене пилом та газами. Вони повинні знаходитись і нижче 2 м від рівня землі, а від викидних каналів витяжної вентиляції по вертикалі — нижче 6 м і по горизонталі — не ближче 25 м.

Припливне повітря подається в приміщення, як правило, розсіяним потоком для чого використовуються спеціальні насадки.

### **Витяжна та припливно-витяжна вентиляція.**

Витяжна вентиляція (рис. 1.3.) складається із очисного пристрою 1, вентилятор 2, центрального 3 та відсмоктуючих повітроводів 4.



Повітря після очищення необхідно викидати на висоті не менше ніж 1 м над гребенем даху. Забороняється робити викидні отвори безпосередньо у вікнах [3].

В умовах промислового виробництва найбільш розповсюджена припливно-витяжна система вентиляції із загальним припливом в робочу зону та місцевою витяжною шкідливих речовин безпосередньо з місць їх утворення.

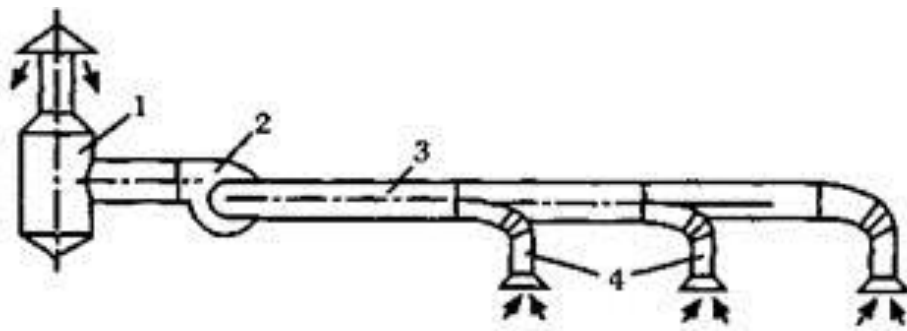


Рисунок 1.3 - Схема витяжної вентиляції

У виробничих приміщеннях, де виділяється значна кількість шкідливих газів, парів, пилу витяжка [4] повинна бути на 10% більшою ніж приплив, щоб шкідливі речовини не витіснялись у суміжні приміщення з меншою шкідливістю.

В системі припливно-витяжної вентиляції можливе використання не лише зовнішнього повітря, але й повітря самих приміщень після його очищення.

Таке повторне використання повітря приміщень називається рециркуляцією і здійснюється в холодний період року для економії тепла, витраченого на підігрівання припливного повітря. Однак можливість рециркуляції обумовлюється цілою низкою санітарно-гігієнічних та протипожежних вимог.

**Місцева вентиляція** може бути припливною і витяжною.

Місцева припливна вентиляція, при якій здійснюється концентроване подання припливного повітря заданих параметрів (температури, вологості,

швидкості руху), виконується у вигляді повітряних душів, повітряних та повітряно-теплових завіс (рис 1.4.).

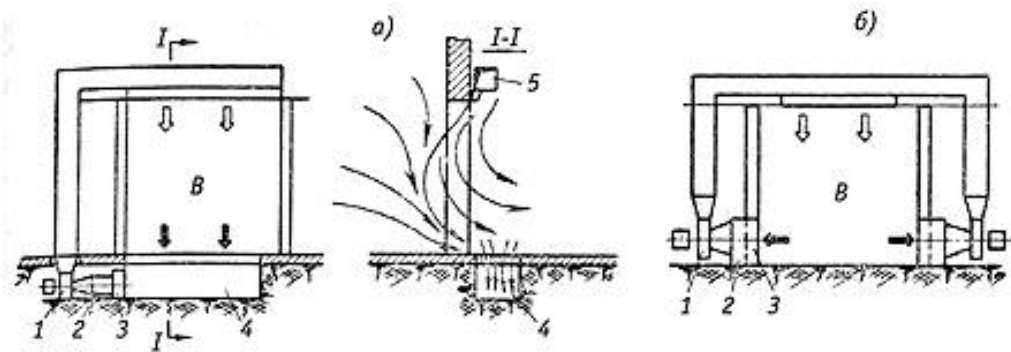


Рисунок 1.4 - Схеми повітряних завіс з верхньою подачею повітря.

Схема (рис 1.4.) має наступні складові: а - відсос повітря знизу; б - відсос повітря збоку; 1 - вентилятор; 2 - калорифер; 3 - фільтр; 4 - канал для забіру повітря; 5 - повітрярозподільний пристрій.

Повітряні душі [5] використовуються для запобігання перегріванню робітників в гарячих цехах, а також для утворення так званих повітряних оазисів (ділянок виробничої зони, які різко відрізняються своїми фізико-хімічними характеристиками від решти приміщення).

**Повітряні та повітряно-теплові завіси** призначені для запобігання надходження в приміщення значних мас холодного зовнішнього повітря при необхідності частого відкривання дверей чи воріт. Повітряна завіса створюється струменем повітря, що подається із вузької довгої щілини, під деяким кутом назустріч потоку холодного повітря. Канал зі щілиною розміщують збоку чи зверху воріт (дверей).

Місцева витяжна вентиляція здійснюється за допомогою місцевих витяжних зонтів, всмоктуючих панелей, витяжних шаф, бортових відсмоктувачів (рис. 1.4.).

Конструкція місцевої витяжки повинна забезпечити максимальне вловлювання шкідливих виділень при мінімальній кількості вилученого повітря. Крім того, вона не повинна бути громадкою та заважати обслуговуючому персоналу працювати і наглядати за технологічним процесом [6].

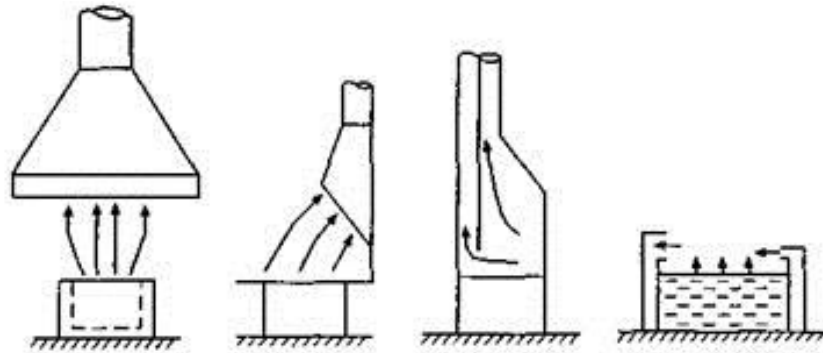


Рисунок 1.4 - Приклади місцевої витяжної вентиляції: а — витяжний зонт, б — всмоктувальна панель, в — витяжна шафа з комбінованою витяжкою, г — бортовий відсмоктувач з передувом

Основними чинниками при виборі типу місцевої витяжки є характеристики шкідливих виділень (температура, густина парів, токсичність), положення робітника при виконанні роботи, особливості технологічного процесу та устаткування.

У випадках, коли джерело виробничих шкідливостей можна помістити всередині простору, обмеженого стінками, місцеву витяжну вентиляцію влаштовують у вигляді витяжних шаф (рис. 1.5), кожухів, вітринних відсмоктувачів. Якщо за умовами технології або обслуговування джерело шкідливостей не можна ізолювати, тоді встановлюють витяжний зонт або всмоктувальну панель. При цьому потік повітря, що видаляється, не повинен проходити через зону дихання робітника.

Окремим випадком місцевої витяжної вентиляції є бортові відсмоктувачі, якими обладнують ванни (гальванічні, травильні) чи інші ємкості з токсичними рідинами, оскільки необхідність використати при їх завантаженні підйнятно-транспортного обладнання унеможливорює використання витяжних зонтів та всмоктувальних панелей. [7] При ширині ванни 1 м і більше необхідно встановлювати бортовий відсмоктувач з передувом, у якого з одного боку ванни повітря відсмоктується, а з іншого — нагнітається. При цьому рухоме повітря ніби екранує поверхню випаровування токсичних рідких продуктів.

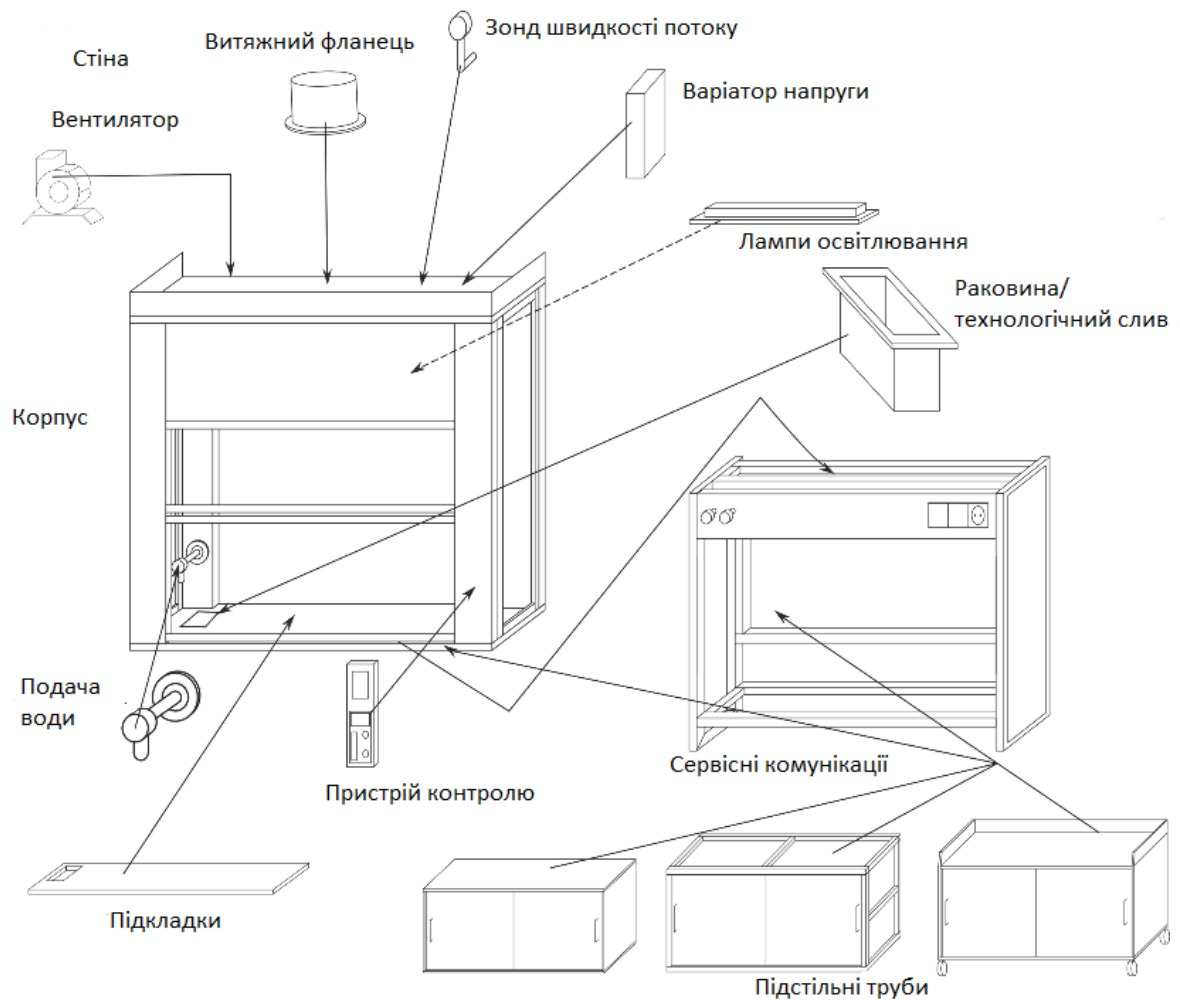


Рисунок 1.5 - Схема витяжного шкафу

## 1.2 Основні складові елементи системи вентиляції та кондиціонування (СВіК)

За гігієнічними стандартами стан повітря в вентилязованому та кондиціонованому приміщенні при використанні загальнообмінного типу вентиляції підтримується за рахунок нагнітання чистого повітря з необхідними температуро-вологісними характеристиками та видаленням повітря, яке має в собі гранично допустиму концентрацію забруднювача.

Відповідно системи загальнообмінної вентиляції мають включати обладнання та прилади для забіру зовнішнього (при рециркуляції - відповідні фільтри) повітря, його приведенні до заданих характеристик, транспортуванні

та розподілі по приміщеннях, а також для видалення повітря з приміщення. Спрощена схема системи СВіК [8] без холодильної камери та зрошувачів зображена на рисунку 1.6.

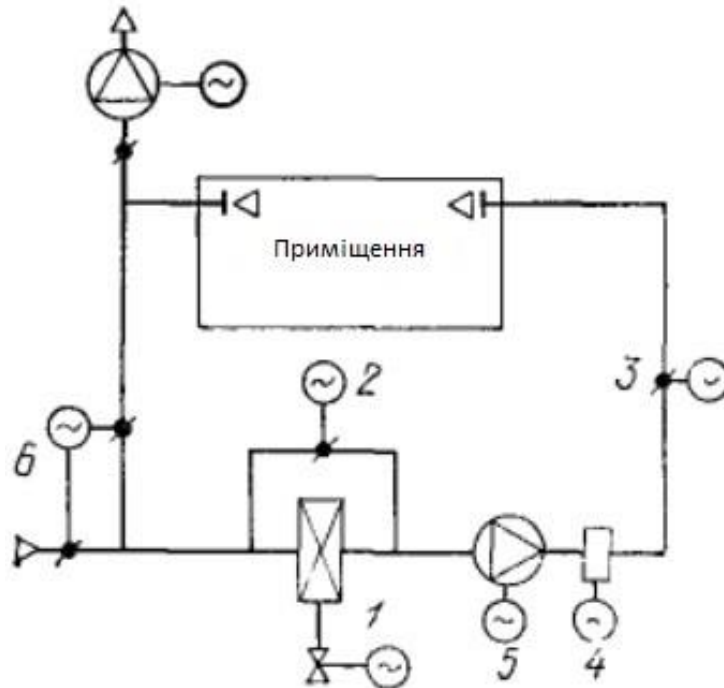


Рисунок 1.6 Функціональна блок схема загальної системи вентиляції

В загальному випадку в системі вентиляції температура приточного повітря підтримується регулюванням теплообміну з калорифером (1) чи перепуском частини повітря в байпас (2). В рециркуляційних системах вентиляції підтримка температури приточного повітря на визначеному рівні можлива шляхом зміни відношення кількості зовнішнього та внутрішнього повітря в вузлі (6).

Регулювання витрати приточного повітря можливо зміною характеристики вентиляційної мережі (3) та характеристики вентилятора (5) при зміні частоти обертання та за допомогою направляючого апарату (4). В приміщеннях, які обслуговуються декількома вентиляційними установками, витрату повітря можливо зменшити, відключивши частину установок. Але такий тип регулювання є надзвичайно не ефективним [9] з точки зору кількості запасу кількості пусків-запусків для електродвигунів.

**Вентиляційні канали** є каналами, за допомогою яких відбувається транспортування вентиляційного повітря. Фізичні розміри, матеріал та їх геометрична форма залежать від призначення та схеми вентиляційної системи СВК, а також від параметрів повітря, яке нагнітається в приміщення.

По **матеріалу** виготовлення вентиляційні канали бувають:

- металічні:
- листи сталі (довговічна конструкція, дороговизна);
- листи алюмінію (найнижчий коефіцієнт динамічних втрат вздовж трубопроводу);
- пластикові (зазвичай ПВХ, низькі втрати тиску, зручність установки та великий асортимент).

По своїй **формі** вентиляційні канали поділяються на:

- круглі (є найбільш технологічними, витрата матеріалу менша в порівнянні з прямокутною формою);
- прямокутні (найбільш часто використовуються).

Розподіл повітря в приміщенні та його видалення відбувається відповідно через приточні та витяжні отвори в вентиляційних каналах. Для кращого розподілу повітря в вентильованих приміщеннях часто використовують спеціальні пристрої - **повітрярозподільвачі**.

До конструкції приточних та витяжних отворів, а також повітрярозподільвачів та їх місцезнаходження виносять вимоги, при забезпеченні яких відбувається набуття найкращих санітарно-гігієнічних характеристик повітряного середовища в робочій зоні приміщення, також такі важливі параметри повітря як його рухливість та витрата через системи вентиляції. Оформлення отворів в повітрярозподільчих пристроях [10] мають мати переріз для проходження потоку повітря не менше 60% від загального перерізу пристрою.

Також в системах вентиляції при кінцевому розподілі повітря часто використовують конструкції в виді **дифузорів** (рис. 1.7) з сітками та

шиберами та звичайні **решітки**, які забезпечують різні типи подачі повітря: вертикальну (конічну), горизонтальну та похилу.



Рисунок 1.7 Типи розподілу повітря в дифузорах

В приміщеннях зі стелею з висотою до 5 м повітрярозподіл може здійснюватись через панелі, після перфорації їх поверхонь для проходження повітря через відповідні отвори. Ключова перевага такого повітрярозподілу це виконання вимог по допустимій швидкості (рухливості) повітря в робочій зоні приміщення. Таким чином виконується вимога кратності повітряобміну в приміщенні та вимога до рухливості повітря. Зазвичай отвори в процесі перфорації набувають діаметру від 3 до 11 мм, але площа "живого" перерізу в такому випадку відповідно незначна і не перевищує 15% від повної площі панелі.

В повітрярозподілювачах з включенням в конструкцію освітлювальних пристроїв видалення-всмоктування (нагнітання) повітря відбувається через люмінісцентні світильники, при цьому вся установка вмонтована в підвісну стелю. Завдяки такому підходу в випадку витяжки повітря [11] з приміщення зменьшується потік тепла від освітлення в приміщення, так як частина цього тепла виходить з приміщення разом з відсмоктуваним повітря, також завдяки охолодженню світильників збільшується освітлювальна здатність ламп.

**Вентилятори** як основний конструкційний елемент системи вентиляції та кондиціонування (в випадку вимушеної вентиляції та кондиціонування) є механічними збуджувачами потоку повітря в СВиК. Вони створюють тиск для створення та підтримки руху повітря в вентиляційних каналах та робочому приміщенні. Загалом їх по величині створюваного тиску поділяють на три

групи: низького тиску - до  $10^3$  Н/м<sup>2</sup>, середнього тиску - від  $1,2 \cdot 10^3$  до  $3 \cdot 10^3$  Н/м<sup>2</sup>, та високого тиску - від  $3,1 \cdot 10^3$  до  $12 \cdot 10^3$  Н/м<sup>2</sup>.

По конструкційному виконанню та принципу дії вентилятори поділяють на осьові, радіальні (центробіжні) (рис. 1.8) та діаметральні (рис 1.9).

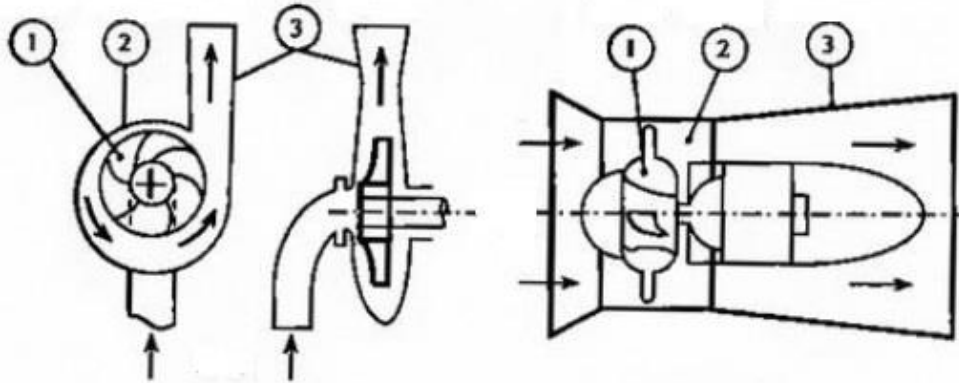


Рисунок 1.8 - Схематичне зображення вентиляторів: а - радіальний, б - осьовий

де складові елементів на рис. 1.8 відповідно робоче колесо вентилятора - 1, корпус вентилятора - 2, вихідний канал для потоку в вентиляційні канали - 3.

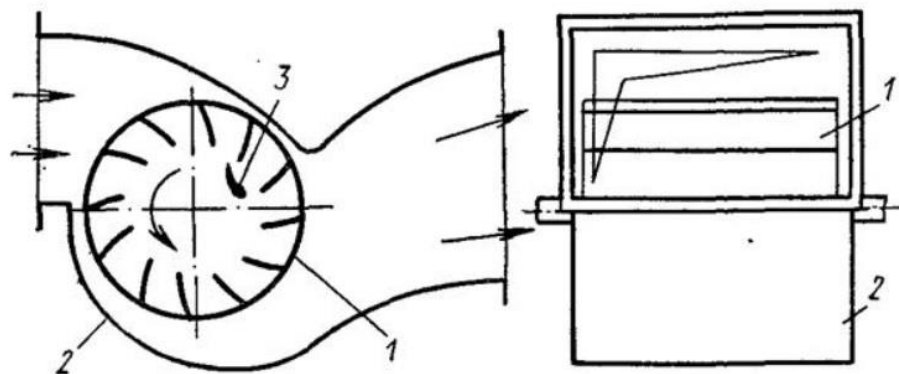


Рисунок 1.9 - Схематичне зображення діаметрального вентилятора

Вентилятори на промислових об'єктах є обов'язковою складовою та виконують функції вентиляції промислових приміщень, відсосів шкідливих речовин, подачі повітря в камери різних промислових установок.

Радіальні та осьові вентилятори відрізняються конструкцією повітряного перерізу та розположенням приводу електродвигуна. В



радіальних вентиляторів повітряний переріз виконаний в виді "равлика" в той час як електродвигун знаходиться за межами цього перерізу, а осьовий вентилятор розміщує електродвигун [12] в внутрішній частині перерізу, що забезпечує додаткове охолодження електродвигуна потоком повітря при вентиляції робочих приміщень.

Робоче колесо радіального вентилятора розміщується в корпусі вентиляційної установки ексцентрично (вісь обертання, яка не співпадає з геометричною віссю), що дозволяє створювати додатковий тиск на кінцях лопаток вентилятора. Повітря в такому типі вентилятора засмоктується через боковий отвір (патрубок) в кожух вентилятора за допомогою обертання робочого колеса, повітря розподіляється по внутрішній частині поверхні вентилятора та потім викидується вихідний отвір. Як особливість роботи вентилятора даного типу можна відзначити зміну напрямку потоку повітря на 90 градусів. Конструкції вентиляторів випускаються з односторінним або двостороннім всмоктуванням, з різними напрямками обертання.

Вентилятори даного типу часто використовуються в наступних випадках:

- в системах при охолодженні електронного промислового обладнання;
- в побутових, комерційних приміщеннях (вентилятори низького тиску);
- в якості дахового вентилятору та повітрянагнітальних установок.

На підприємствах найбільш розповсюдженими є радіальні вентилятори, так як вентилятори даного типу дозволяють розвивати значну витрату повітря для інтенсифікації конвекції об'єму повітря в вентильованому приміщенні [13]. Також в випадках інтенсивної вентиляції вони мають високу енергоефективність роботи.

Робоче колесо осьового вентилятора по формі відповідає повітряному винту, що створює тиск після проходження повітря через робоче колесо. Так як зазвичай вентилятор знаходиться на одному валу з електродвигуном такі вентилятори мають високу продуктивність перекачуваного об'єму повітря, але розвивають відносно малий тиск (до  $1000 \text{ Н/м}^2$ ) [14], тому часто

використовуються в СВіК в випадках систем з вентиляційними каналами та іншим вентиляційними пристроями, що в сукупності створюють незначний аеродинамічний опір. Як додаткова особливість, осьові відрізняються від радіальних вентиляторів тим, що дозволяють виконувати реверс свого режиму роботи, тобто змінювати напрямок нагнітання повітря, але ефективність в такому режимі роботи знижується разом з продуктивністю вентилятора. В сукупному перерахунку є найбільш розповсюдженими серед інших типів вентиляторів.

Діаметральні (тангенціальні) вентилятори мають конструкційне виконання в вигляді циліндра в якому лопатки загнуті вперед. Повітряний потік надходить до поверхні, яка розміщується перпендикулярно до циліндра вентилятора, який обертається. Вихідна частина такого типу вентилятора виконується в вигляді дифузора. Застосовують даний тип вентиляторів в усіх областях, але через свою дороговизну застосовують в випадках присутності крім звичайної вентиляції кондиціонування потоку повітря.

До переваг діаметральних вентиляторів можна віднести:

- високий рівень ККД;
- швидке та відносно нескладне регулювання повітряного потоку;
- утворення ламінарного потоку повітря.
- при значних витратах повітря шум вентилятора є порівняно низьким в порівнянні з іншими типами вентиляторів.

Сфера використання:

- побутові системи СВіК;
- повітряні завіси, фанкойли.

Електродвигун, який приводить в рух обертання робочого колеса вентилятора, може бути під'єднаним до вентиляторної установки різним чином:

- знаходиться на одному валу з вентилятором або бути під'єднаним через муфту;
- через ременну передачу з постійним передаточним числом;

- через регульовану безступінчатую передачу, яка виконуються функціонально гідравлічною або індукційною муфтою.

Останні два шляхи підключення вентилятора до електродвигуна використовуються для вентиляторів великої потужності [15].

Так як вентилятор є пристроєм, що транспортує газові середовища, механічна енергія від електродвигуна, яка передається середовищу призводить до підвищення тиску від точки поглинання до точки викиду. Підвищення тиску використовується для транспортування повітря через вентилятор та систему повітряпроводів.

Робочі характеристики вентилятора можна представити в виді кривих, які відображають взаємозв'язок перерахованих нижче параметрів:

- витрату повітря;
- перепад тиску;
- споживання електроенергії;
- частота обертання;
- ККД;
- рівень шуму.

**Поглиначі шуму**, які використовуються в СВіК, є обов'язковим конструкційним елементом, так як рівень шуму, який утворюється при роботі системи вентиляції є обов'язковим критерієм для оцінки якості роботи СВіК.

Джерелами для утворення шуму є утворення вихрів на лопатках вентилятора, різні неоднорідності повітряного потоку, який надходить до вентилятора. Але додаткового крім аеродинамічного шуму присутній механічний шум від електродвигуна, передавальних пристроїв, в місцях конструкційного з'єднання елементів вентиляції. Цей шум, який виникає в обладнанні розповсюджується по вентиляційними каналам та стіни приміщення.

Шумові характеристики вентиляторів вказуються в технічних паспортах обладнання (вентилятори, кондиціонуюче обладнання, дифузори, решітки). Також шумові характеристики такі як рівень шуму нормується

нормативно-правовими документами на основі сприйняття людиною різних рівнів шуму [16].

**Нагрівальні елементи** в складі СВК виконують функцію підігріву вхідного потоку повітря через вентиляторну установку. Класифікацію нагрівальних елементів (калориферів) здійснюють по типу теплоносія, який здійснює теплообмін з потоком повітря (водяні, парові, електричні), по виду поверхні через яку здійснюється теплообмін (трубчаті, ребристі). Кількість рядів трубок в теплообмінному апараті зазвичай знаходиться в межах 3 - 4 рядів.

### **1.3 Загальні відомості про системи зі змінною продуктивністю**

Механічні системи вентиляції відносяться до числа найбільш розповсюджених технічних систем, експлуатація яких пов'язана зі значним споживанням теплової та електроенергії.

Системи вентиляції та кондиціонування повітря є одними з найбільш важливих споживачів електричної енергії як в промисловості, сільськогосподарстві, так і в звичному побуті. При експлуатації вентиляторів загального та спеціального призначення споживалось не менше 8% всієї вироблюваної в країні електроенергії.

На деяких об'єктах доля теплової енергії, яка використовується в системах вентиляції, в декілька раз перебільшує долю теплової енергії, яка витрачається в системах опалення та гарячого водопостачання. Область використання таких систем включає в себе загальні, адміністративні та промислові будівлі, а також цілий ряд різних технологічних процесів.

В теперешній час, в зв'язку з ростом цін на енергоносії проблема енергоефективності визначає особливу актуальність. Тому підвищення економічності експлуатації вентиляції має важливе значення.

Відомий цілий ряд технічних рішень, забезпечуючих зниження споживання теплової та електричної енергії в механічних системах

вентиляції: утилізація теплоти вентиляційних викидів, установка систем автоматичного керування та другі заходи.

Недостатньо активне використання енергозберігаючих заходів в системах вентиляції обумовлено наступними факторами:

- на багатьох об'єктах, де система вентиляції не пов'язана з забезпеченням умов технологічних процесів, вентиляційні системи довгий час не використовуються із-за відсутності джерел на їх ремонт та експлуатацію;
- багато видів вітчизняного енергозберігаючого устаткування для систем вентиляції уступають по своїм технічним характеристикам кращим закордонним зразкам;
- низький рівень експлуатації і технічного обслуговування систем вентиляції;
- у власників об'єктів відсутня інформація про потенціал енергозбереження в системах вентиляції.

У системах вентиляції обмежених обсягів, крім підвищення економічності приводу, зменшення енергоємності можливо за рахунок підвищення економічності вентилятора. Від роботи і економічності вентилятора більшою мірою залежать всі основні технічні характеристики (продуктивність, енергоємність, вага, габарити), ніж від інших робочих органів. Крім того, результати досліджень вентиляторів стосовно до умов роботи в системах вентиляції повітря обмежених обсягів знайдено вкрай мало. Можна вважати, що тут приховані великі резерви підвищення ефективності і економічності роботи. Це пов'язано, насамперед, з аеродинамічним досконалістю рухомих і нерухомих елементів, складових приточної частини вентилятора.

Особливістю відцентрового вентилятора в системі вентиляції обмежених обсягів є відносно малі розміри і, відповідно, мала продуктивність (витрата повітря), що істотно відрізняє аеродинаміку потоку в його каналах від течії в приточній частині вентиляторів великої продуктивності.

Робота радіальних вентиляторів з відносно малою витратою (60-400 м<sup>3</sup>/год) вивчена в даний час ще недостатньо. До цього слід додати, що існує досить поширена думка, що економічність малих відцентрових машин істотної ролі в загальному енергетичному балансі країни не грає. Саме цими концепціями визначається і та сумна обставина, що економічністю вентиляторів малих витрат практично не займаються. Однак, все зростаюча кількість відцентрових машин з малою витратою в різних галузях, в тому числі в автомобільному і тракторного машинобудування, хімічної промисловості та побутової техніки, робить завдання дослідження особливо актуальною. Вентилятори широко застосовуються в багатьох галузях і мають в масштабах країни велику встановлену потужність, а, отже, питання про економічності їх роботи є актуальною задачею.

Завдяки втратам повітря, які також супроводжуються втратами тепла та холоду, перевитрати останніх тільки по офіційним нормативам складають 30-50%, якщо навіть не враховувати ККД джерел тепла та холоду. В результаті неідеальності деяких використовуваних технологічних схем обробки повітря, окремих апаратів та схем керування ці втрати збільшуються ще більше.

Система вентиляції має подавати визначене по термодинамічному стану та відповідне по санітарним вимогам асиміляції газового навантаження  $\dot{m}_{ш,р}$  кількість зовнішнього повітря  $\dot{m}_3$  з ціллю підтримки концентрації даної шкідливої речовини  $c_{ш}$  в повітрі робочої зони не більше гранично допустимої  $c_{гдк}$  [17]:

$$c_{ш} = c_3 + \dot{m}_{ш,р} \cdot \rho \cdot (1 - \eta_{м.о}) / \dot{m}_3 \leq c_{гдк}, \quad (1.1)$$

де  $\rho$  - густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$\eta_{м.о}$  - ККД місцевого відбору;

$c_3$  - концентрація шкідливої речовини (забруднювача) в зовнішньому повітрі.

При змінному газовому навантаженні, а також з ціллю економії теплоти та холоду потрібно керувати витратою зовнішнього повітря та одночасно для підтримки напору (чи розрідження) регулювати витрату повітря, яке викидується в атмосферу. Також при змінних термодинамічних параметрах стану зовнішнього повітря в відповідності з теорією потрібно вносити мінімально необхідну, змінну та максимально можливу кількість зовнішнього повітря.

Робота системи вентиляції має мати значну гнучкість експлуатаційних режимів, які допускають збільшення чи зменшення розрахункових витрат в окремих зонах. Вимоги використання систем вентиляції зі змінною витратою повітря можуть бути записані в виді системи нерівностей. Наприклад, при стабілізації температури в умовах змінного теплового навантаження при керуванні витратами вхідних та вихідних потоків повітря [6]:

$$\bar{\dot{Q}}_{\min} > \bar{\dot{m}}_{\text{п. min}} \text{ та } \bar{\dot{Q}}_{\text{ср}} > \bar{\dot{m}}_{\text{п. екс}},$$

(1.2)

де  $\bar{\dot{m}}_{\text{п}} = \frac{\dot{m}_{\text{п}}}{\dot{m}_{\text{п. роз}}}$  - безрозмірна масова витрата повітря;

$\bar{\dot{Q}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{роз}}}$  - безрозмірне теплове навантаження.

Перша нерівність враховує сприятливі для систем зі змінною витратою повітря (СЗВ) відношення мінімального навантаження  $\dot{Q}_{\min}$  та витрати, тобто технічні обмеження. При невиконанні цієї нерівності використовують змішану СЗВ, тобто послідовно керують спочатку витратою, а потім і температурою вхідного потоку повітря. Друга нерівність враховує сприятливі по економічним вимогам поєднання середнього навантаження  $\dot{Q}_{\text{ср}}$  та витрати повітря. При його невиконанні використовують систему постійної продуктивності. Щоб оцінити доцільність використання СЗВ, необхідно визначити середнє та мінімальне значення навантаження та визначити мінімальне значення витрати.

#### **1.4 Вихідні дані для створення систем вентиляції**

Вихідні вимоги для створення систем вентиляції – це насамперед змінні теплове, вологісне та газове навантаження, при чому більшим (тобто визначальним розрахунковий повітрообмін) має можливість бути будь-яка з них. Для випадку система промислової вентиляції визначається від типу промислового виробництва та характерних особливостей.

В багатьох випадках зміна навантаження як результат складання окремих складових, які мають в своєму кількісному значенні певну частину невизначеності, тобто мають певну вірогідність прийняття того чи іншого значення. Опис та прогнозування в виді математичних залежностей даних величин є задачею складною та потребує спеціальних методів на основі використання певних виборок значень.

Теплове навантаження залежить від типу приладу, в якому використовується система вентиляції, від часу доби та пори року, від кліматичної зони експлуатації та іншого.

Системи вентиляції обмежених об'ємів часто характеризуються змінним газовим навантаженням. Газове навантаження в більшій мірі залежить від герметичності системи. Герметичність системи має забезпечувати надійний захист від попадання в неї різних газів та пилу з зовнішнього середовища. Також має враховуватись змінне вологісне навантаження. Різні види навантажень в системі можуть змінюватись в одних умовах незалежно один від одного, в інших – взаємопов'язано. У всіх цих випадках при відсутності обмежень по зниженню витрат повітря є можливість відшукати шляхи застосування енергетично ефективних систем вентиляції зі змінною витратою повітря. Продуктивність таких СЗВ може досягати 20 млн.м<sup>3</sup>/ год і навіть більше. Системи вентиляції, що



застосовуються для обмежених обсягів набагато нижча кількість, наприклад, для салонів легкових автомобілів продуктивність прийме значення до  $550 \text{ м}^3/\text{год}$  [11]. Аналіз робіт, присвячених системам вентиляції обмежених обсягів в цій роботі приводиться стисло. Це пов'язано з тим, що публікацій по цій темі як вітчизняних так і закордонних мало [13]. Вже згадана в роботі проблема оптимізації систем вентиляції і вибору її параметрів є комплексною і має відношення до різноманітних видів робіт (теорію, дослідження, розрахунок, проектування та налагодження). У ряді питань використовуються досягнення суміжних галузей знань, таких як прикладна аеродинаміка, теплопередача, кліматологія, економіка та ін.

### **1.5 Основні впливові фактори на процеси в СВІК**

Для вирішення завдання підвищення техніко-функціональних показателів систем вентиляції обмежених обсягів необхідно роздивитися і проаналізувати процеси, що протікають при їх роботі.

З конструктивної точки зору в системі вентиляції можуть бути виділено такі вузли: повітрозабірник, повітроводи, вентилятор, розподільник повітря, вихідні насадки і заслінки.

У системах вентиляції, що встановлюються на автомобілях, при русі витрата повітря через систему вентиляції збільшується, так як з'являється додатковий стимул потоку – динамічний тиск в повітрозабірник. Причому цей тиск може бути настільки великим, що вентилятор в системі вентиляції стає опором для потоку і його доцільно відключити [12]. В залежності від особливостей характеристик двох послідовно включених збурювачів потоку - вентилятора і тиску в повітрозабірнику витрата повітря в системі вентиляції може збільшитися або зменшитися щодо витрати повітря при роботі тільки вентилятора або наявності тиску в повітрозабірнику. Якщо збурювачем потоку є тиск повітря в повітрозабірнику [3], то величина продуктивності системи вентиляції визначається формулою:

$$\dot{V} = \frac{v \cdot A}{k},$$

(1.3)

де  $\dot{V}$  - об'ємна витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;

$v$  - швидкість руху автомобіля, м/с;

$A$  - площа поперечного перерізу елемента, м<sup>2</sup>;

$k$  - коефіцієнт, який враховує характер розподілу швидкостей по перерізу.

### **1.6 СВіК як об'єкт оптимізації**

Для початку розглянемо систему вентиляції як об'єкт цільової оптимізації. Системи зі змінною витратою повітря є цікавими для вивчення та займають значну кількість для вивчення їх характеристик та складових. Потрібно пам'ятати, що при переробці та переміщенні повітря (наданні необхідних характеристик повітряному потоку) СВіК потребують значних витрат енергії таких як тепла та електроенергія. Тому є необхідність в забезпеченні наближених режимів до оптимальних для економії капіталовкладень, операційних витрат (пов'язаних з періодичними подіями ремонту та налагодження), регулювання режимів роботи системи, розгляд системи як об'єкта оптимізації [2].

Оптимізація СВіК має здійснюватись з включенням основних критеріїв, які доцільно оптимізувати, для забезпечення зменшення витрат грошових та енергетичних, для цього потрібно визначити, наприклад, що саме складає найбільш значні втрати та яке значення капіталовкладень має бути, для виконання заданих умов функціонування системи вентиляції, тобто певне співвідношення між капіталовкладеннями та подальшими експлуатаційними витратами. Можна сказати про виокремлення найбільш вагомих факторів та нехтування інших так як їх кількість при детальному аналізі ускладнює задачу оптимізації.

Часто застосовуються приведені затрати [14] в системі вентиляції, які визначаються через суму складових затрат в елементах системи, або по частинам, які виконують окрему задачу:

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_i = \sum_{i=1}^n C_i, \quad (1.4)$$

де  $C_1 \dots C_i$  - елементи системи вентиляції.

Кожна складова в рівнянні (1.4) має складний характер зміни, також між деякими елементами присутній зв'язок, що створює досить складну модель, якщо її описувати не через статичні значення для режимів функціонування, а враховувати зовнішні та внутрішні зміни параметрів (таких як температура, вологість повітря, сезонність), тобто модель набуває динамічних характеристик, перехідних процесів і режимів. В таких випадках складно прогнозувати продуктивність, енергоспоживання та особливо енергоефективність складових СВіК [7].

В системі зі змінними параметрами навантаження як теплове, вологісне, газове СВіК має забезпечувати виконання наступних задач:

- досягнення мінімальних затрат енергії при обробці повітря в термодинамічних процесах завдяки виконанню різних режимів роботи СВіК;
- змінювати витрату повітря в системі в залежності від типу основного навантаження (по виділеному параметру), який змінюється в більшій мірі, але з включенням вимог зниження витрати. Завдяки цьому, один параметр повітря регулюється витратою, а інший – керуванням процесами та режимами тепловологісної обробки повітря.

Система вентиляції може використовувати різну кількість зовнішнього повітря в залежності від умов (мінімальну, змінну, максимальну), але достатню для забезпечення необхідного газового складу в системі. В загальному випадку газове навантаження змінне, що потребує подачі в систему змінної кількості зовнішнього повітря. Витрата викидного повітря має змінюватись разом з витратою зовнішнього повітря так, щоб зберігався

необхідний баланс механічного притоку та витяжки, тобто задане значення нагнітання (чи розрідження) в системі.

### 1.7 Опис обмежень до систем вентиляції

Різні процеси в елементах системи вентиляції та вимоги керування ними визначають обмеження до зниження витрати повітря, яке подається в систему та яке з неї видаляється повітря. Розглянемо їх послідовно.

**Гігієнічні обмеження** пов'язані з сучасним нормуванням параметрів повітря всередині системи по швидкості, температурі та відносній вологості. Зміна витрати повітря, яке подається в систему, відбивається на всіх його параметрах, але більше всього на швидкості. Якщо вважати, що в прямому потоці повітря витрата на виході і швидкість в робочій зоні пов'язані лінійно, то діапазон швидкостей визначає діапазон витрат. В нормах регламентується діапазон швидкостей  $v_{п.мин} - v_{п.мах}$ , при чому мінімальне значення може бути рівним нулю. При такому нормуванні мінімальної швидкості відносна витрата [9]:

$$\bar{m}_{п.мин} = \frac{v_{п.мин}}{v_{п.розр}} \approx \frac{v_{п.мин}}{v_{п.мах}},$$

(1.5)

де  $v_{п}$  - швидкість повітря.

Якщо в нормативі записано  $v_{п} \leq v_{п.розр}$ , то це значить, що  $v_{п.мин} = 0$ , тобто гігієнічних обмежень витрати нема.

**Обмеження системи розподілу повітря (РП)** впливає комплексно, так як при змінній витраті повітря змінюються температурні та динамічні умови

РП, а також критерії, що визначають процеси в системі вентиляції. Головне, щоб встановлений повітророзподілювач при змінній витраті повітря зберігав розрахункову схему циркуляції повітря, не змінював характер потоку повітря. При розподілі повітря струменями для збереження розрахункової схеми циркуляції не повинно прозводити до відриву струменя повітря, тобто  $Ar_{x.min}$  (при  $\bar{m}_{n.min}$ ) має бути менше  $Ar_{x.крит} = 0,30; 0,18; 0,23$ , відповідно, для компактних і плоских струменів. Тому відстань від місця випуску до точки відриву струменя при мінімальній витраті повітря має бути близька до розміру поверхні пристрою вздовж напрямку руху струменя. Цю вимогу можна записати через мінімальну відносну витрату припливного повітря:

для компактних і віялових струменів [1]:

$$\bar{m}_{n.min} > \frac{x}{1,13 \cdot m \cdot \sqrt{A_0}} \sqrt{n \cdot \frac{Ar_{0.розр}}{Ar_{x.крит}}},$$

(1.6)

для плоских струменів (при  $b_0 > 10h_0$ ):

$$\bar{m}_{n.min} > \frac{1}{m} \sqrt{n \cdot \left(\frac{x}{b_0}\right)^{3/2} \cdot \frac{Ar_{0.розр}}{Ar_{x.крит}}},$$

(1.7)

де  $m$  і  $n$  – коефіцієнти затухання відповідно швидкості та різниці надлишкових температурі в струмені;

$Ar_{0.розр}$  - критерій Архімеда на витоці при розрахунковій витраті повітря;

$Ar_{x.крит}$  - критичні значення критерію  $Ar_x$ ;

$A_0, b_0, h_0$  - відповідно площа, ширина та висота повітрявипускного отвору.

Кожен із повітророзподілювач в більшій чи меншій мірі відповідає для окремої частини. Ця придатність визначається на основі розрахунку повітророзподілу при максимальній, середній та мінімальній витраті повітря.

**Обмеження по зміні класу тепловологісних навантажень** пов'язано з врахуванням тепловологісного відношення процесу в системі вентиляції  $\varepsilon_{каб}$

. Цю величину можливо представити з врахуванням взаємозалежності зміни теплового та вологісного відношення [15]:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\min} = \frac{3,6 \cdot \dot{Q}_{\text{каб.явн}}}{\dot{m}_{\text{вол.розр}}} + i_{\text{п}} = \frac{3,6 \cdot (\dot{Q}_{\text{об}} + \dot{Q}_{\text{осв}} + \dot{Q}_{\text{рад}} + \dot{Q}_{\Delta T})}{\dot{m}_{\text{вол.розр}}} + \dots + \\ + p(Q_{\text{л}}) \cdot \frac{3,6 \cdot \dot{Q}_{\text{каб.явн}}}{\dot{m}_{\text{вол.розр}}} + i_{\text{п}}, \end{aligned} \quad (1.8)$$

де  $i_{\text{п}}$  - ентальпія пара, кДж/кг;

$p(Q_{\text{л}}) = \frac{\dot{Q}_{\text{л}}^{\text{розр}}}{\dot{Q}_{\text{каб}}^{\text{розр}}}$  - доля тепловиділень в розрахунковому навантаженні;

$\dot{Q}_{\text{об}}, \dot{Q}_{\text{осв}}, \dot{Q}_{\text{рад}}, \dot{Q}_{\Delta T}$  - кількість теплоти, яка поступає в систему, відповідно, від обладнання, освітлення та випромінювання приладів, за рахунок сонячної радіації, різниці температур.

Перша складова в в виразі (1.8) враховує теплове навантаження (без врахування тепловиділень людей) та максимальне вологісне. Друге – відношення тепло та вологовиділень людей, при цьому інші джерела вологи нехтуються, якщо такі є.

Розрахункове значення  $\varepsilon_{\min}$  порівнюється з граничним значенням  $\varepsilon_{\text{гран}}$ , таким чином порівнюється параметри стану повітря до його стану при насиченні. Значення  $\varepsilon_{\text{гран}}$  є функцією стану повітря в приміщенні та знаходиться за допомогою діаграми (рисунок 1.10). В випадку  $\varepsilon_{\min} < \varepsilon_{\text{гран}}$ , виникає необхідність в перегляді типу тепловологісних навантажень та технологічної системи вентиляції (СВіК).

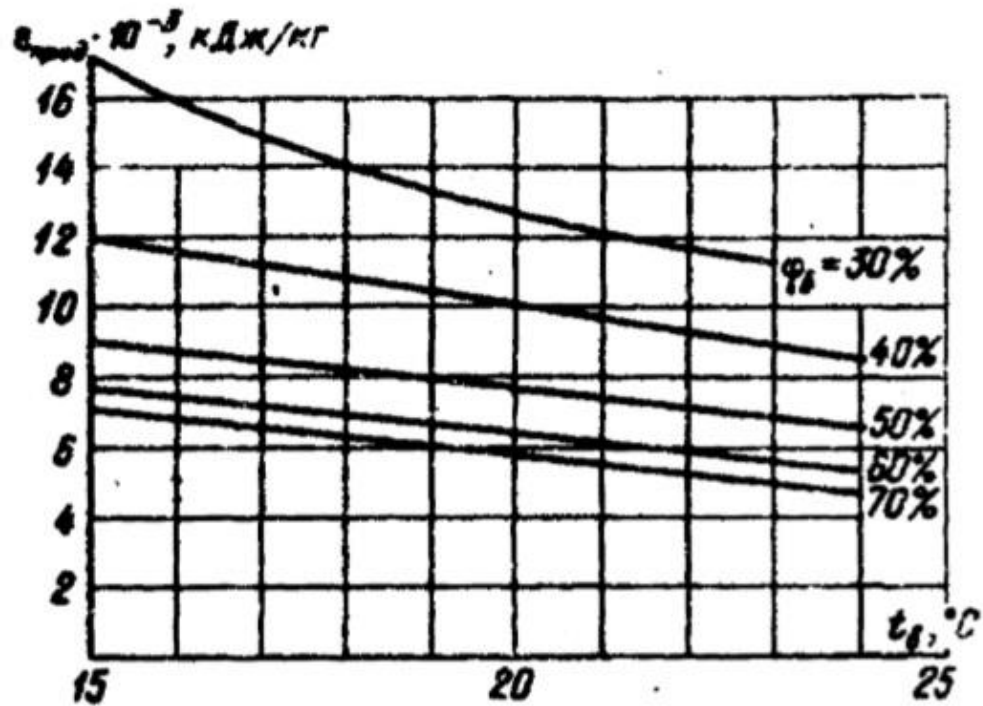


Рисунок 1.10 – Розподіл граничної величини  $\varepsilon_{\text{гран}}$  від параметрів повітря в приміщенні

Відносна величина граничного навантаження  $\bar{V}_{\text{гран.}\varepsilon}$  та відносна величина граничної витрати повітря в приміщенні  $\bar{m}_{\text{п.запр.}\varepsilon}$ , яка залежить від граничної характеристики процесу  $\varepsilon_{\text{гран}}$  знаходиться з даної рівності [14]:

$$\bar{m}_{\text{п.запр.}\varepsilon} = \bar{V}_{\text{запр.}\varepsilon} = \frac{\varepsilon_{\text{гран}} - i_{\text{п}}}{(\varepsilon_{\text{розр}} - i_{\text{п}}) \cdot \bar{m}_{\text{вол.}\min}}$$

(1.9)

**Допустимі значення регулювання вентиляторними установками.** При використанні вентиляторів типу радіальних та відсутності додаткового устаткування таких як спрямляючі пристрої як до, так і після вентиляторної установки часто використовуються різні клапани. Але даний тип керування витратою вентилятора є неефективним з точки зору енергозбереження, в сучасних системах СВіК використовують частотне регулювання за допомогою електронних пристроїв як перетворювачі для зміни частоти обертання електродвигуна та моменту на його валу. Даний тип регулювання є

досить капіталоємним, але надає найбільшу гнучкість та ефективність регулювання, що зменшує енергоспоживання установок СВіК.

Спрямляючі пристрої та частотні перетворювачі електричної напруги встановлюють мінімально можливу продуктивність вентилятора [9]:

$$\bar{m}_{п.мин} = 0,1 \div 0,15 \quad (1.10)$$

**Обмеження витрати зовнішнього повітря.** Будь-який режим роботи установки СВіК обмежується мінімально необхідною витратою зовнішнього повітря. Ця величина визначається нормативно-правовими актами (ДБН). До цього також включаються такі величини як підтримка санітарної норми подачі зовнішнього повітря, компенсацію витрати повітря, утримання заданного тиску. Також важливою вимогою є підтримка концентрації шкідливої речовини нижче гранично допустимого значення.

Рівняння для мінімальної кількості зовнішнього повітря [17]:

$$\dot{V}_{з.мин} = n_{л} \cdot \dot{V}_{з.сан} \quad (1.11)$$

$$\dot{V}_{з.мин} = \sum \dot{V}_{м.в} \pm A_{ог} \cdot \frac{\Delta p}{R_{п.ог} \cdot \rho_{п}} \pm A_{ст} \cdot \frac{\Delta p^{2/3}}{R_{п.ст} \cdot \rho_{п}} \quad (1.12)$$

$$\dot{V}_{з.мин} = (0,1 \div 0,2) \cdot \dot{V}_{п} \quad (1.13)$$

$$\dot{V}_{з.мин} = \frac{1 - \eta_{м.в}}{c_{гдк} - c_з}, \quad (1.14)$$

де  $n_{л}$  - кількість людей в приміщенні;

$\dot{V}_{з.сан}$  - санітарна норма зовнішнього повітря в перерахунку на одну особу,  $м^3/(год \cdot люд)$ ;

$\dot{V}_{м.в}$  - кількість повітря, яку відсмоктує обладнання місцевого відбору повітря,  $м^3/год$ ;



$R_{п.ог}$ ,  $R_{п.ст}$  - опір повітропроникненню огорожень  $м^2 \cdot год \cdot Па/кг$  та скління  $м^2 \cdot год \cdot Па^{2/3}/кг$ ;

$A_{ог}$ ,  $A_{ст}$  - загальна площа огорожень та скління,  $м^2$ ;

$\rho_{п}$  - густина повітря,  $кг/м^3$ ;

$\Delta p$  - різниця тисків повітря на зовнішній та внутрішній поверхнях огорожень,  $Па$ ;

$\eta_{м.в}$  - ККД місцевого відсосу, визначений через відношення видаленої кількості шкідливої речовини до її надходження;

$c_{гдк}$  - гранично допустима концентрація шкідливої речовини,  $мг/м^3$ ;

$c_3$  - концентрація шкідливої речовини в зовнішньому повітрі,  $мг/м^3$ .

В системах вентиляції та кондиціонування при неможливості використання звичайної природної вентиляції та в системах з рециркуляцією з кратністю повітрообміну  $K_p < 10 \text{ год}^{-1}$ , в відповідності з сучасними нормами мінімальна витрата зовнішнього повітря регламентується одночасно як процент від загального повітрообміну, так і питомим значенням витрати в перерахунку на одну особу.

При розгляді СВіК обидва обмеження відповідають рівності, рішення якого дозволяє визначити необхідну величину питомої витрати зовнішнього повітря, в приблизному діапазоні  $60 - 120 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{люд})$  [12]:

$$\dot{V}_{з.сан} = \frac{30}{100 \cdot \frac{n_{л}}{\dot{m}_{п}} \cdot \dot{V}_{п}} + 0,167$$

(1.15)

Зі всіх вище приведених формул (1.11) - (1.15) для витрат повітря обирають найбільшу, що дозволяє визначити мінімальну кількість зовнішнього повітря. В деяких випадках ця витрата може визначатися саме вимогою (1.13), тоді значення витрати зовнішнього повітря задається відносною величиною відносно продуктивності системи.

Тому потрібно обирати з обмежень (1.11) - (1.15) найбільш жорстке, в результаті система СВіК має забезпечити мінімальну продуктивність, яка не менше розрахункової витрати зовнішнього повітря (1.11) - (1.15):

$$\bar{m}_{п. min} \geq \dot{V}_{з. min} \cdot \frac{\rho}{\dot{m}_{п. розр}}$$

(1.16)

**Обмеження щодо впливу системи вентиляції на витрату зовнішнього повітря** пов'язано з тим, що рішення які традиційно використовуються при побудові СВіК призводять до зміни витрат зовнішнього, рециркуляційного і викидного повітря при зміні загальної продуктивності системи вентиляції. Така зміна кількості зовнішнього повітря не завжди допустима і призводить або до порушення санітарних норм, або до перевитрати теплоти і холоду в системі вентиляції. Для усунення цього існують вимоги розробки спеціальних функціональних схем управління, які в цій роботі не розглядаються.

**Обмеження з економічних показників** вказує не на мінімально можливу, а максимально допустиму відносну продуктивність системи вентиляції СВіК. Ці обмеження не «зверху», а «знизу» враховують додаткові капітальні витрати на систему вентиляції.

Характерні поєднання обмежень можуть бути виявлені, якщо деякі з них виражені через  $\bar{m}_{п. min}$ , а інші зняті тими або іншими вимірювальними заходами. У системах вентиляції при глибокій зміні теплового навантаження найбільш важливе обмеження (найбільше з величин  $\bar{m}_{п. min}$ ) може ставитися до системи розподілення повітря або відхилення параметра, якщо його контролювати непрямым чином. При наявності сонячної радіації навантаження змінюється значно, що визначає обмеження також зазвичай пов'язане з системою розподілення повітря.

Визначальне обмеження в кожному випадку може бути індивідуальною величиною. Ця обставина знижує економічну ефективність застосування

системи вентиляції. Найбільш важливою задачею має бути усунення обмеження, яке ускладнює та відповідно збільшує витрати. Якщо зниження витрати повітря не забезпечується з причини відсутності того чи іншого обладнання, то необхідно його розробити і налагодити випуск.

### **1.8 Класифікація показників ефективності СВІК систем**

Складною та одночасно важливою є проблема знаходження необхідної величини показника для СВІК, при якому досягається оптимальний стан загальної моделі системи, що відповідно призводить до знаходження оптимального значення для її окремих складових (підсистем). Тому в першу чергу необхідно та доцільно розглянути сукупність необхідних показників та значення, які вони за собою підтримують.

Нормативно визначена класифікація на даний час відсутня, але якщо вона навіть в деякій мірі не буде повністю відповідати реальному стану речей, є необхідність виділити окремі показники по яким потрібно здійснювати класифікацію.

Показники, які закріплюють за собою натуральні, грошові величини. Натуральні показники – це група часткових окремих матеріальних витрат: матеріалів, енергії, потужності, ресурсів та інше. Можлива така ситуація, що показники споживання енергії та потужності здаються не коректними як показники економічної групи, але в рамках даної роботи вони є аналогічними грошовим витратам. Але ці показники також відносяться в групу енергетичних показників при врахуванні важливості енергозбереження.

Система вентиляції та кондиціонування є однією з тих систем, для яких пошук рішення, при якому досягається оптимальне значення важливого показника потребує узгодження критеріїв, які між собою не пов'язані та відповідно не виражаються один через одного, а іноді і суперечать один одному. Як приклад, виникаються ситуації, в яких прийняття рішення ускладнюється при необхідності зменшення як капітальних так і витрат при

експлуатації (економія енергетичних ресурсів потребує встановлення або заміни новим обладнанням, що відповідно збільшує капіталоемність рішення). Такі невідповідності ускладнюються ще знаходження оптимальних матеріалів та різних видів енергії, так як складно прогнозувати ціни та подальший розвиток ринку того чи іншого товару. Тому для вирішення таких задач часто потрібна експертна оцінка та аналіз як самих критеріїв, так і взаємозв'язків між ними, щоб забезпечити найменші витрати при виконанні всіх зовнішніх та внутрішніх обмежень.

Формалізація задач, які включають в себе велику сукупність критеріїв призводить до нестійкості рішень та недостатньої надійності, так як можуть включати в себе критичні значення окремі величини. В рамках систем вентиляції та кондиціонування є достатньо вигідним пошук такої кількості показників, які достатньо коректно відображали б насамперед натуральні витрати, які потім виражаються в грошовому еквіваленті. В такому випадку пошук оптимального рішення відбувається з включенням динаміки та прогнозів пов'язаних з ціноутворенням на ресурси такі як наприклад електроенергія.

Загалом для забезпечення найбільш повної та всеоглядової оцінки використаних рішень потрібна сукупність з чотирьох груп показників. З врахуванням вище наведених тверджень доцільно згрупувати всі показники в такі групи:

- технічно-функціональні;
- конструктивні;
- експлуатаційно-енергетичні;
- економічні або грошові.

Приоритетна структура цих груп показників визначається через метод, яким саме буде реалізований системний підхід або аналіз термодинамічних показників стану СВіК.

Техніко-функціональні показники визначають величину виконання СВіК покладених на неї задач, таких як забезпечення санітарно нормованих

параметрів повітря в приміщенні: концентрація шкідливих речовин нижче гранично допустимих, газовий склад повітря, термодинамічні показники повітря (температура, вологість, швидкість руху в приміщенні та інше). Ці показники майже в усіх випадках впливають на параметри СВіК. Змінність їх величини в визначених межах дозволяють найкраще їх використовувати в випадках використання енергії відпрацьованого повітря (рекуперація, регенерація, рециркуляція).

Технічні показники (ТП) – це ті значення споживаних тепла, повітря та води, які необхідні для виконання СВіК визначених параметрів повітря вентиляції та кондиціонування. Технічні показники дозволяють проводити оцінку саме функціональної складової СВіК.

До групи конструктивних показників відносять різні види натуральних витрат: витрату металів та інших матеріалів, необхідні площі та об'єми для встановлення системи, звукоізоляційні характеристики та інше. Також окремо враховуються такі показники як зручність монтажу системи, її естетичні характеристики.

Експлуатаційно-енергетичні показники включають енергетичну оцінку системи, в яких умовах експлуатується СВіК, надійність, можливість ремонту та модернізації, а також найбільш важливі показники споживання електроенергії, тепла, питомі показники на одиницю витрати повітря та його кондиціонування для приведення до необхідних термодинамічних характеристик. Також енергетична ефективність роботи СВіК виражається в ККД системи.

Економічні показники перевиражають всі інші показники в грошовому еквіваленті. В загальному вигляді їх зазвичай виражають через капітальні витрати, експлуатаційні (постійні та змінні) та приведеним витратами.

Також окрім цих показників є методи управління СВіК, які також можуть відрізнятися та викликати відповідно зміну показників таких як профіль, тип обладнання, його фізичні розміри, витратні характеристики та енергетичні.

### 1.9 Показники техніко-функціональної досконалості СБіК

Часто нехтують таким показником для СБіК як часом встановлення стаціонарного температурного режиму в приладі та загалом в приміщенні, яке вентиліюється. При проектуванні зазвичай використовують математичні розрахунки, які враховують лише стаціонарний стан всіх елементів системи та самого приміщення, наприклад продуктивність  $\dot{V}_n$  вентиляції та кондиціонування зазвичай знаходять з діаграм аеродинамічних характеристик вентилятора та загалом системи. Але це не єдиний шлях для визначення необхідної витрати повітря  $\dot{V}_n$  вентилятором, якщо відсутнє продукування шкідливої речовини є можливість використовувати енергетичний баланс, а точніше тепловий. При розробці СБіК її витрату повітря отримують з енергетичного балансу, наступний крок пов'язаний з використанням діаграм аеродинамічних характеристик вентиляторів, де знаходять робочу точку як вентилятора так і загалом системи для забезпечення необхідної витрати повітря  $\dot{V}_n$ .

З закону збереження енергії та масового балансу в системі виходить, що рівновага в сполученні вентиляція та вентилятор виникає, якщо загальна витрата повітря еквівалентна тій, що проходить загалом по системі та додатково втрати через нещільності та витоки в повітряних трубопроводах та загалом в вентильованому приміщенні. Енергетичний баланс складається з енергії потоку повітря та витрат енергії на його приведення до нормованих термодинамічних характеристик. Повні втрати відповідають повному аеродинамічним втратам тиску в елементах СБіК:

$$\Delta p_{\Sigma} = \Delta p_{пз} + \Delta p_{пп} + \Delta p_{нас} + \Delta p_{вит.отв} + \Delta p_{нещ}, \quad (1.17)$$

де  $\Delta p_{\Sigma}$  - втрати тиску відповідно в повітрозабірнику (пз), повітропроводі (пп), насадках (нас), витяжних отворах (вит.отв), нещільності (нещ).

Втрати тиску також можливо виразити через втрати на тертя  $\Delta p_{\text{т}}$  та місцеві опори  $\Delta p_{\text{м}}$ . Виразимо повні аеродинамічні втрати через ці складові:

$$\begin{aligned}\Delta p_{\Sigma} &= \sum_{i=1}^n (\Delta p_{i,\text{м}} + \Delta p_{i,\text{т}}) = \sum_{i=1}^n \left( \zeta_{\text{м}} \cdot \frac{\rho \cdot v_{\text{пов},i}^2}{2} + \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \cdot \frac{\rho \cdot v_{\text{пов},i}^2}{2} \right) = \\ &= \sum_{i=1}^n \left( \zeta_{\text{м}} + \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \right) \frac{\rho \cdot v_{\text{пов},i}^2}{2},\end{aligned}\quad (1.18)$$

де  $\zeta_{\text{м}}$  - коефіцієнт місцевих втрати (звуження, розширення, повороти каналів);

$\lambda_i$  - коефіцієнт опору тертя на  $i$  – тому елементі системи вентиляції;

$l_i$  - довжина  $i$  – того елемента системи вентиляції, м;

$d_i$  - еквівалентний діаметр отвору  $i$  – того елемента системи вентиляції, м;

$v_{\text{пов},i}$  - швидкість потоку повітря в  $i$  – тому елементі системи вентиляції.

Коефіцієнти аеродинамічних опорів елементів системи відповідають відношенню втрат повного тиску до динамічного тиску в відповідному перерізі елемента системи. Втрати тиску на тертя є функцією від таких величин як в'язкість повітря, довжина каналу елемента системи, внутрішня поверхня стінок каналів та швидкості потоку повітря. Місцеві втрати тиску  $\zeta_{\text{м}}$  виникають в тому випадку, якщо порушується нормальний режим потоку повітря (зазвичай це ламінарний потік) при відриві потоку від стінок каналу, тобто при турболізації потоку. Процеси даного типу часто утворюються при зміні поперечного перерізу отвору через який протікає повітря (дроселювання, розширення в дифузорі) протікання потоку через фільтри і т.п.

Рівняння (1.18) можливо представити в вигляді залежності  $\Delta p_{\Sigma} = f(\dot{V}_{\text{п}})$ :

$$\Delta p_{\Sigma} = \dot{V}_{\text{п}}^2 \cdot \sum_{i=1}^n \left( \zeta_{\text{м}} + \lambda_i \cdot \frac{l_i}{d_i} \right) \frac{\rho \cdot k^2}{2 \cdot A_i^2} = k_{0,3} \cdot \dot{V}_{\text{п}}^2, \quad (1.19)$$

де  $k_{0,3}$  - загальний коефіцієнт опору елементів системи вентиляції.

Повний тиск вентилятора  $p_v$  визначається через наступний вираз:

$$p_v = p_{\text{розр.в}} + \Delta p_{\Sigma} \quad (1.20)$$

де  $p_{\text{розр.в}}$  - теоритичне значення створюваного тиску вентилятором отриманого через розрахунок, Па.

$$\Delta p_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \Delta p_i \quad (1.21)$$

де  $\Delta p_i$  - втрати на перехід повітря в корпус вентилятора, втрати в корпусі вентилятора, в міжлопаточних каналах, в поворотніх пристроях та інше.

В загальному випадку ці втрати можна виразити в наступній формі:

$$\Delta p_{\Sigma} = k_{o,v} \cdot \dot{V}_n^2, \quad (1.22)$$

де  $k_{o,v}$  - загальний коефіцієнт аеродинамічного опору вентилятора.

Якщо в рівняння (1.21) підставити вище наведені рівності, то отримаємо наступний вираз:

$$\dot{V} = \sqrt{\frac{p_{\text{розр.в}}}{k_{o,v} + k_{o,3}}} \quad (1.23)$$

Загальне споживана потужність двигуном вентиляторної установки відповідно становить:

$$\dot{W}_v = \frac{p_v \cdot \dot{V}_v}{\eta_v \cdot \eta_{dv}}, \quad (1.24)$$

де  $\eta_v, \eta_{dv}$  - коефіцієнти корисної дії вентилятора та електродвигуна.

З вище наведених рівнянь робимо висновок, що витрата повітря вентилятором  $\dot{V}$  та створюваний ним тиск  $p_{\text{розр.в}}$  знаходять відповідно на аеродинамічних характеристиках вентилятором, при цьому параметри витрати та тиску мають бути експлуатаційними, що відповідно викликає найбільшу енергетичну ефективність роботи, при зміні режиму роботи вентилятора (відхиленні від розрахунково-номінальних величин) енергоспоживання вентилятора може зменшитись, але ефективність роботи однозначно знизиться, тому перехідні режими є досить цікавими для



вивчення, щоб визначити як змінюються питомі витрати енергії на одиницю перекачаного повітря вентилятором, при умові що аеродинамічний опір системи вентиляції залишається постійним. Однозначно такі проблеми з ефективністю роботи відбуваються при різному регулюванні витрати (дроселювання, зміни частоти обертання електродвигуна через різні передачі, частотне регулювання електродвигуна).

## **1.10 Зменшення витрати енергії в системах вентиляції**

### **1.10.1 Зменшення витрати теплової енергії в СВіК**

Для оцінки споживання теплоти в СВіК можна скористатись поняттям середнього відносного теплового навантаження  $\bar{Q}_{\text{сер}}$  протягом року, відповідно маємо таку рівність:

$$\Delta Q_T = \psi_{\text{втр}, \dot{Q}} \cdot \hat{c}_{\text{р,п}} \cdot \Delta T_{\text{розн}} \cdot (1 - \bar{Q}_{\text{сер}}) \cdot \dot{m}_{\text{п,розн}} \cdot (8766 - \sum t_i), \quad (1.25)$$

де  $\sum t_i$  - часова тривалість  $i$  - ого режиму роботи СВіК, при нагріві та охолодженні повітря, год;

$\Delta T_{\text{розн}} = T_{\text{вн,н}} - T_{\text{вх,в}}$  - розрахункова різниця температур  $T_{\text{вн,н}}$  (внутрішня нормована) та  $T_{\text{вх,в}}$  (на вході в вентилятор), К;

$\psi_{\text{втр}, \dot{Q}}$  - коефіцієнт, який враховує витоки через нещільності та місцевих підсосів повітря в каналах та трубопроводах.

Зменшення витрати тепла може бути значною складовою в загальному енергобалансі системи вентиляції та кондиціонування. Регулювання витратою вентилятора призводить до енергозбереження, якщо саме регулювання є ефективним.

### **1.10.2 Зменшення витрати електроенергії вентилятором при використанні різних типів регулювання його продуктивністю**

Як вже згадувалось вище регулювання продуктивністю вентилятора та підігрівом або охолодженням повітря є обов'язковою умовою для ефективної роботи СВіК, але присутні різні методи регулювання від самих простих, які не потребують значних інвестицій (дроселювання) та такі як варіатори частоти обертання магнітного поля в електродвигуні, які потребують значних капіталовкладень через ціну електронних пристроїв, які використовуються в даному методі регулювання, на сучасному етапі розвитку СВіК є автоматизованою системою, яке регулює свої параметри роботи відносно зовнішніх параметрів середовища.

В простому приближенні зменшення витрати електроенергії вентиляторами в залежності від типу регулювання можна представити в вигляді наступної рівності:

$$\Delta \dot{W} \approx \psi_{\text{реж}} \cdot \left[ \frac{\dot{V}_{\text{розр}} \cdot p_{\text{розр}}}{\eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{дв}}} \cdot \bar{m}_{\text{в.сер}}^b \right] \frac{8,77}{3600 \cdot 1000}, \quad (1.26)$$

де  $p_{\text{розр}}$  - розрахунковий тиск вентилятора, Па;

$\dot{V}_{\text{розр}}$  - розрахункова об'ємна витрата повітря вентилятором, м<sup>3</sup>/год;

Показник степені  $b$  безрозмірної масової витрати вентилятора визначається як характеристична величина для відповідного режиму регулювання продуктивністю вентилятора. Найбільша величина показника  $b$  досягається при регулюванні двигуна вентилятора за допомогою частотних перетворювачів (показник на рівні 3), при використанні напрямляючого апарату (2-2,3) і найбільш неекономічний шлях регулювання через дросельний клапан.

### 1.11 Економічна оцінка витрат систем вентиляції

Загальна оцінка економічного ефекту при порівнянні СВіК має відбуватись з врахуванням всіх вище перерахованих та експлуатаційних

показників в вигляді різниці приведених витрат для кожного варіанту реалізації та експлуатації СВіК:

$$E = C'_1 - C'_2 = (K_1 - K_2) \cdot (E_n + 0,18) + c'_T \cdot \Delta Q_T + c'_E \cdot \Delta W_E, \quad (1.27)$$

де  $C'_1, C'_2$  - приведені витрати для 1,2 варіанту реалізації СВіК;

$K$  - капіталоємність для 1,2 варіанту реалізації СВіК;

$E_n$  - нормативний галузевий коефіцієнт ефективності.

В формулі (1.27) враховано складові експлуатаційних витрат (амортизація, ремонт), які відповідно складають 18% від капітальних затрат. Рівняння для визначення приведених витрат на кожному з послідовних елементів, які входять до СВіК, можливо записати в наступному вигляді:

$$C' = \pi \cdot d \cdot l \cdot (c'_m + c'_i \cdot \delta_i) \cdot \xi \cdot (E_n + 0,18) + \left[ \frac{K_{уст}(p_b, b)}{p_b} \cdot (E_n + 0,18) + \frac{(c'_E \cdot T_b \cdot \bar{L}_{сер}^b) \cdot \dot{V}}{1000 \cdot \eta_b \cdot \eta_{дв}} \right] \cdot \left( \lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum r \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{4}{\pi \cdot d^2} \right)^2 \cdot \dot{V} \quad (1.28)$$

де  $d, l$  - довжина та ширина ділянки СВіК, м;

$c'_m, c'_i$  - вартість 1 м<sup>2</sup> поверхні трубопроводу та 1 м<sup>3</sup> ізоляції відповідно;

$\delta_i$  - товщина ізоляції, м;

$\xi$  - коефіцієнт, який враховує приблизно відношення  $\sum d_i l_i$  для всієї мережі системи вентиляції;

$\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного тертя;

$\sum r$  - сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянках;

$\dot{V}$  - розрахункова витрата повітря на ділянці, м<sup>3</sup>/с;

$\rho$  - густина повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$c'_E$  - питома вартість електроенергії;

$T_b$  - тривалість роботи вентилятора;

$\bar{L}_{\text{сер}}$  - середня по споживаній потужності величина відносної витрати повітря на ділянці;

$K_{\text{уст}}(p_{\text{в}}, b)$  - капітальні затрати на вентиляційну установку, які залежать від тиску вентилятора (потужності двигуна) та виду регулювання продуктивністю вентилятора;

$p_{\text{в}}$  - тиск вентилятора, Па.

### **Висновки до першого розділу:**

1. Завдання оптимізації систем вентиляції та кондиціонування є комплексною і повинна вирішуватися з урахуванням аеродинамічних, теплофікаційних, кліматологічних і економічних факторів.

2. Технічний рівень, ефективність і якість системи вентиляцію повинні оцінюватися по техніко-функціональним показникам.

3. Одним з найважливіших елементів системи вентиляції в випадку промислової вентиляції є радіальний вентилятор, який забезпечує необхідну продуктивність системи. Значне енергоспоживання СВІК та відсутність ефективного регулювання продуктивністю та параметрами повітря в залежності від навантаження призводить до значних втрат як електроенергії так і теплової енергії. Тому дослідження і поліпшення параметрів радіального вентилятора для подачі змінної витрати повітря стає важливим і ключовим завданням.

## **РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА МОДЕЛІ СВІК ТА ПІДХОДИ, ЯКІ ВИКОРИСТОВУЮТЬСЯ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ**

### **2.1 Загальні підходи до моделювання динамічних систем**

Розробка моделі необхідна для вивчення енергоспоживання систем СВіК. Моделі також необхідні для моделювання різноманітних сценаріїв контролю для покращення ефективності споживання енергії.

Системи СВіК мають складну структуру, що складається з обладнання для тепло та масо передавальної техніки, такі як кондиціонуюче обладнання (охолоджувач, зволожувач, дезволожувач), підігрівач (калорифер), а також вентиляторної установки з системою повітропродів (рисунк 2.1).

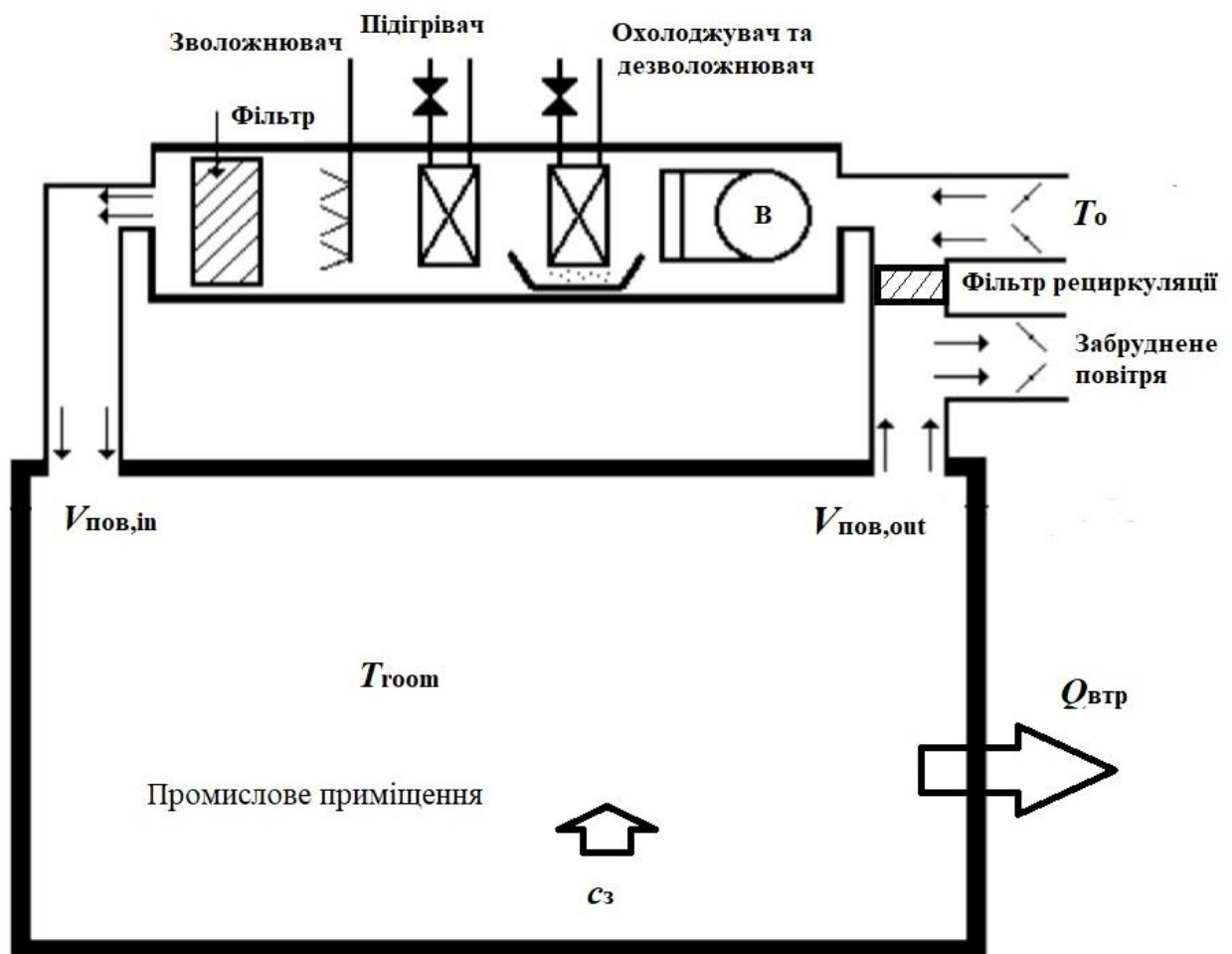


Рисунок 2.1 - Загальний вигляд СВіК разом з вентиляльованим приміщенням при описі моделі

Системи СВіК також зазвичай в своєму складі мають декілька датчиків і контролерів для регулювання параметрів режиму роботи, таких як температура в приміщенні  $T_{room}$ , швидкість обертання вентилятора  $\omega_{вент}$ , статичний тиск в повітропроводі  $p_c$  та температура охолоджуваної води (або

її витрата). Для того, щоб з достатньою точністю прогнозувати споживання енергії системами СВіК, потрібно моделювати окремі компоненти як з вимірюваних даних, так і з урахуванням фізичних законів, які описують процеси в системі.

Моделі можуть бути класифіковані як лінійні або нелінійні, статичні або динамічні, явні або неявні, дискретні або безперервні, детерміністичні або імовірнісні, а також дедуктивні, індуктивні або поточні моделі. Згідно з цією класифікацією, більшість методів, що базуються на фізичних законах, підпадають під дедуктивні моделі, тоді як моделі, які формуються на основі експериментальних даних, підпадають під індукційні моделі.

Моделі сформовані на комбінованому використанні фізичних законів та експериментальних значень величин є гібридними моделями і можуть бути класифіковані як в індуктивних, так і в дедуктивних моделях.

Фізичні методи, як правило використовуються для отримання результату в безперервних і детерміністичних моделях, в той час як моделі, засновані на обробці статистичних даних, зазвичай набувають форми дискретних та детерміністичних або стохастичних моделей.

Під час розробки моделей СВіК на основі фізичних законів, динамічні моделі зазвичай використовуються для процесів повільної зміни температури та вологості (наприклад, динаміки температури зони, динаміки вологості зони), а статичні моделі використовуються при швидкій зміні параметрів (наприклад, температури змішаного повітря та концентрації вуглекислого газу ( $\text{CO}_2$ ) у вентильованому приміщенні, а також швидкості потоку повітря (рухливість повітря) та води через клапан відповідно) та споживання енергії (вентилятор, підігрівач-охолоджувач потоку повітря).

Статичні та динамічні моделі також можуть бути розроблені для однієї і тієї ж підсистеми, наприклад, для динамічної моделі охолодження/нагріву через теплообмінні апарати (ТА) може бути розроблена енергетичним балансом на основі рівняння потоку води та потоків повітря, що призводить до двох диференціальних рівнянь, аналогічно, статична модель

підігріву/охолодження може бути розроблена шляхом розгляду ТА як теплообмінника постійної ефективності теплообміну.

Як правило, динамічні моделі на основі фізики розробляються методом теплової мережі. В цьому методі теплопередача в компонентах СВіК часто моделюється в вигляді схеми заміщення теплофізичних характеристик та величин в вигляді еквівалентної електричної мережі, в якій резистори та конденсатори відображають термічний опір ( $1/(h \cdot A)$ , де  $h$  - питомий коефіцієнт теплопередачі на одиницю площі,  $A$  - площа поверхні, через яку здійснюється теплообмін) та теплоємність  $\hat{c}_w$ , відповідно, тоді як електричний струм і напруга представляють відповідно тепловий потік  $Q_{\text{loss}}$  та температуру  $T$  (рисунок 2.2).

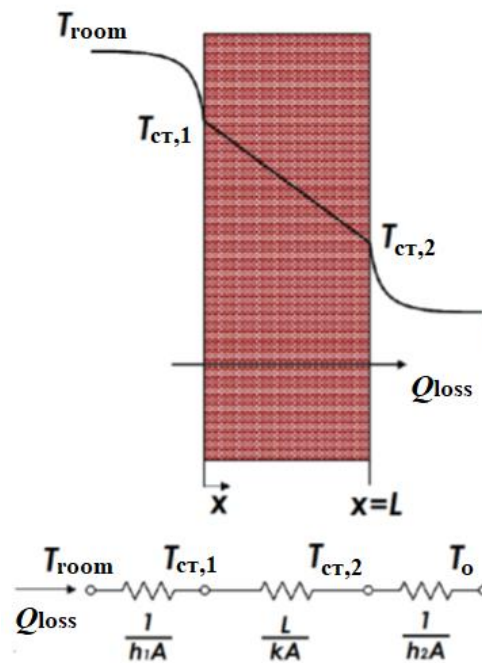


Рисунок 2.2 - Еквівалентна електрична схема для теплового потоку через стіну приміщення

Моделювання систем вентиляції та кондиціонування (СВіК) необхідне для вивчення та регулювання енергоспоживання та якості внутрішнього повітря середовища. Загалом для СВіК використовуються три типи підходів до моделювання. У першому, який відомий керуванням даних (чорна «коробка» або емпіричний) підхід, дані про продуктивність системи

збираються під звичайним використанням або під конкретним режимом, а між змінними вводу та виводу виявляються зв'язки з використанням математичних методів (наприклад, регресійний аналіз та нейронні мережі).

### 2.1.1 Емпіричне моделювання динамічних систем

Останні зміни в обчислювальному штучному «інтелекті», в області зокрема машинного навчання, значно розширили можливості емпіричного моделювання. Область моделювання, яке охоплює ці нові підходи, відноситься до емпіричного моделювання, при якому модель будується на основі даних вимірювання (DDM - data driven model). Як випливає з назви, DDM заснований на аналізі даних про систему, зокрема пошук зв'язків між параметрами стану системи (вхідні дані, внутрішні та вихідні величини) без знання фізичних процесів, які протікають в системі (рисунок 2.3).

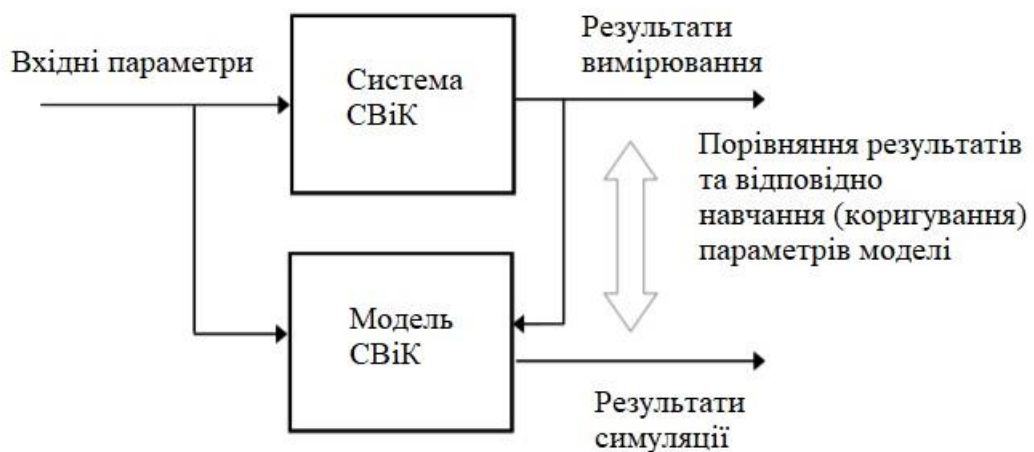


Рисунок 2.3 - Блок-схема побудови моделі на основі емпіричних методів

Множинну лінійну регресійну модель можна представити в вигляді рівності, яка містить в собі більше, ніж одну факторну ознаку, наприклад регресійна модель з 2 факторами  $(x_1, x_2)$  відповідно матиме форму:

$$Y = \beta + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \varepsilon \quad (2.1)$$



Дана регресійна модель є лінійною так як коефіцієнти  $\beta, \beta_1, \beta_2$  відповідають лінійним параметрам  $x_1, x_2$  та  $\varepsilon$  є похибкою, яка змінюється випадковим чином. Абсолютно точної регресійної моделі досягти неможливо (рисунок 2.4), тому похибка  $\varepsilon$  не може бути точно визначена при різних вибірках, на яких будується регресійна модель.

Іноді множинна лінійна регресійна модель може набувати наступної форми:

$$Y = \beta + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_{12} x_1 x_2 + \varepsilon, \quad (2.2)$$

де четверта складова вказує на взаємозв'язок між параметрами, зміна одного параметра ( $x_1$ ) призводить до зміни значення залежного параметра  $Y$  (відповіді моделі) в залежності від значення параметру  $x_2$ .

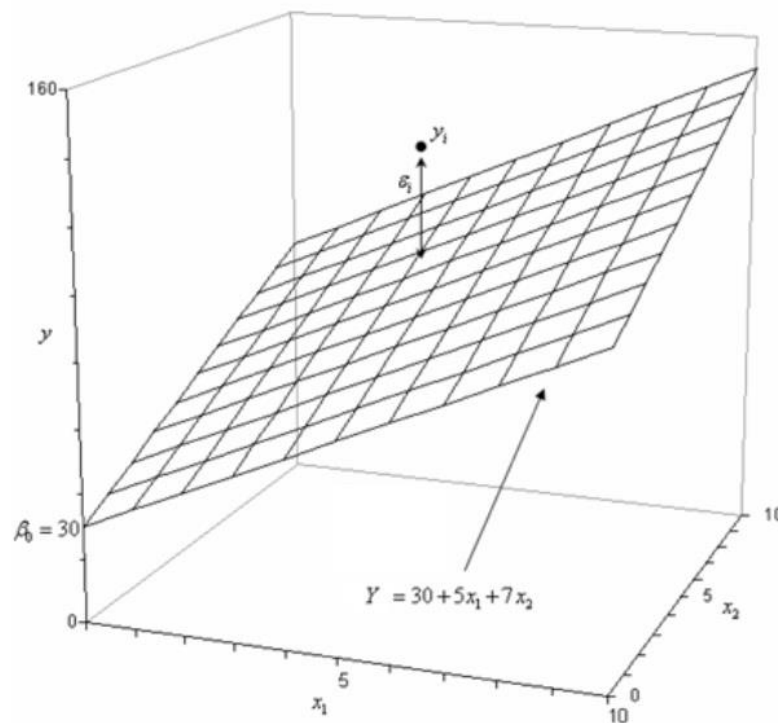


Рисунок 2.4 Множинна лінійна регресійна модель

Моделі вищих порядків часто використовуються при оптимізації значення залежної змінної  $Y$ .

Іноді для досягнення точності регресійна модель може набувати виду нелінійної:

$$Y = \beta + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_1^2 + \beta_3 x_1^3 + \varepsilon \quad (2.3)$$

де нелінійність виникає, якщо один з параметрів знаходиться в степені 2 та вище. Відповідно залежна змінна  $Y$  буде змінюватись, як криволінійна функція.

В випадку присутності взаємодії між параметрами  $x_1, x_2$  маємо відповідно нелінійну множинну регресійну модель другого порядку:

$$Y = \beta + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_3 x_1^2 + \beta_4 x_2^2 + \beta_5 x_1 x_2 + \varepsilon \quad (2.4)$$

В загальному випадку, якщо маємо  $n$  залежних змінних  $Y$ , регресійну модель зручніше представляти в матричній формі:

$$y = X\beta + \varepsilon \quad (2.5)$$

$$y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \dots \\ y_n \end{bmatrix} \quad X = \begin{bmatrix} 1 & x_{11} & x_{12} & \dots & x_{1n} \\ 1 & x_{21} & x_{22} & \dots & x_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 1 & x_{n1} & x_{n2} & \dots & x_{nn} \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \dots \\ \beta_n \end{bmatrix} \quad \varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_0 \\ \varepsilon_1 \\ \dots \\ \varepsilon_n \end{bmatrix}$$

Статистичні методи, які використовуються для отримання таких як лінійне або поліноміальне рівняння регресії, забезпечують моделювання стаціонарних режимів роботи СВІК, яке корисне в випадку необхідності швидкого розрахунку параметрів моделі. Часто такі моделі отримуються на основі обмежених даних. Моделі даного підходу мають низьку точність і не в змозі охопити нелінійну динаміку системи. Оскільки процеси в СВІК залежать від їх попередніх значень, регресійна модель фіксує ці залежності, включивши змінні процесу з попередніх виборок. Це призводить до дуже точної моделі процесу при зміні параметрів моделі, але зростає потреба в пам'яті для того, щоб зберегти попередні виборки даних.

Кореляційний аналіз повинен проводитись, щоб визначити кількість попередніх значимих виборок, які важливі та необхідні для використання в регресійній моделі процесу. Визначення моделі з великим включенням вхідних та вихідних параметрів (МІМО - Multi Input Multi Output) за допомогою цих методів вимагає значної кількості параметрів, які необхідно попередньо визначити. Налаштування моделі вимагає чималого досвіду, тому що корекція та адаптація параметрів моделі отриманих за допомогою статистичних методів є важливою для досягнення моделлю реальних значень установки СВІК.

### **2.1.2 Механістичне моделювання динамічних систем**

Даний підхід до моделювання характеризується використанням фізичних законів (відкрита «коробка»), в якій системні моделі виводяться з використанням основних законів фізики та детальних знань про основний процес (рисунок 2.4).

Механічні (фізичні) моделі побудови розроблені на основі фізичних принципів передачі маси, енергії та імпульсу. Вони складаються з кількох рівнянь з чисельними коефіцієнтами, що відображають геометрію та теплові властивості будівлі.

Для вирішення таких систем є велика кількість програмних засобів, які працюють на основі чисельних методів. Однак існують проблеми, пов'язані з механічними моделями при корекції фізичних параметрів моделі.

Фізичні закони виконуються в усіх випадках та режимах експлуатації СВІК, якщо модель адекватна в певному режимі функціонування, то при зміні параметрів на рівні змін параметрів в емпіричних моделях, при виході їх за межі нормованих значень, механістична модель дає більш точні значення параметрів в СВІК, в порівнянні з емпіричною моделлю, яка є точною лише на окремому інтервалі значень параметрів, які включені, наприклад, в регресійне рівняння.

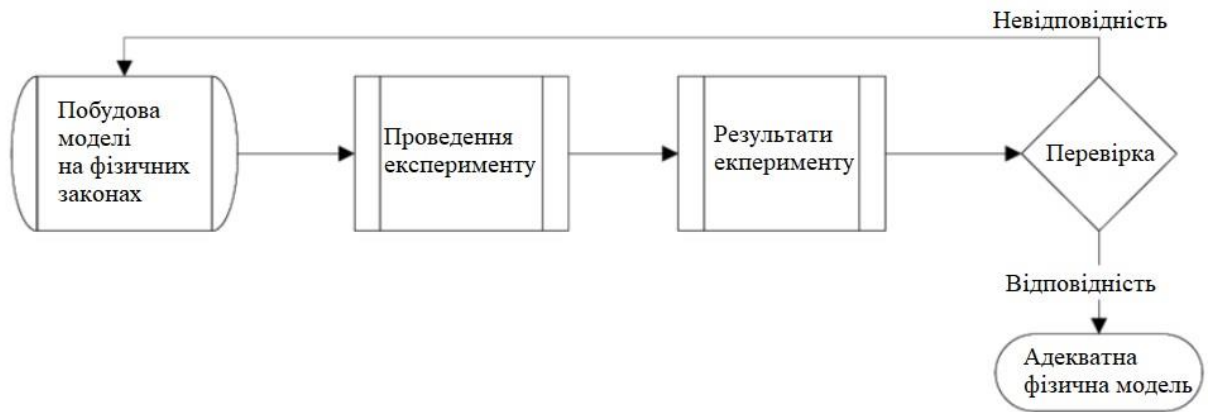


Рисунок 2.4 - Блок схема при використанні фізичного підходу до розробки моделі системи

Програмні інструменти, такі як Energy Plus, TRNSYS, Modelica та Fluent, забезпечують комплексні фізичні моделі для моделювання. Ці моделі можуть мати високу точність, але вони мають значне обчислювальне навантаження при застосуванні поточного контролю моделі. Крім того, нелегко проводити корекцію моделей даного типу відносно експериментальних даних.

Під час розробки моделі системи при описі фізичних процесів, які протікають в ній визначають початкові значення величин та потім їх зміну протягом встановленого часу в вигляді рівняння балансу:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \dot{\varepsilon}_i - \dot{\varepsilon}_e + \dot{\beta}_i - \dot{\beta}_e + \dot{\sigma}, \quad (2.7)$$

де  $\varepsilon$  - це кількісна величина (імпульс, енергія) пов'язана з геометричними розмірами (об'ємом  $V$ ) системи або її масою  $m$ ;

$\dot{\beta}_i, \dot{\beta}_e$  - потік величини  $\varepsilon$  при відсутності масового потоку пов'язаного з  $\varepsilon$ , індекси  $i, e$  відповідно визначають вхідний, вихідний потоки;

$\dot{\sigma}$  - джерело або поглинач величини  $\varepsilon$  в межах системи.

В багатьох випадках системи класифікують на відкриті, закриті та ізолювані. В відкритих системах використовується рівняння 2.7, яке дозволяє масовим потокам  $\dot{\varepsilon}_i, \dot{\varepsilon}_e$  величини  $\varepsilon$  перетинати межі системи. В закритій

системі відсутні масові потоки для величини  $\varepsilon$ , тому відповідно  $\dot{\varepsilon}_i = \dot{\varepsilon}_e = 0$ . Тому для закритої системи рівняння 2.7 набуває вигляду:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \dot{\beta}_i - \dot{\beta}_e + \dot{\sigma} \quad (2.8)$$

В випадку ізольованої системи відсутній будь-який обмін з зовнішнім середовищем, тому відповідно маємо:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \dot{\sigma} \quad (2.9)$$

Якщо величина  $\dot{\sigma}$  набуває нульового значення, то для  $\varepsilon$  виконується закон збереження в межах системи, яка досліджується:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = 0 \quad (2.10)$$

Рівняння балансу та збереження величини  $\varepsilon$  основою, якою користуються при фізичному моделюванні динамічних систем.

Для завершення моделі при використанні фізичного опису системи, потрібно також включати алгебраїчні рівняння для того, щоб завершити повний опис системи, в наступній формі:

$$0 = h(\varepsilon, \zeta, u; \theta) \quad (2.11)$$

в той час як рівняння балансу величини можуть бути записані в формі:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = f(\varepsilon, \zeta, u; \theta) \quad (2.12)$$

### 2.1.3 Комбінований підхід до моделювання динамічних систем

В даному підході відомому під назвою сірий ящик або комбінований підхід з двох попередніх підходів, в цьому підході основна структура моделі формується за допомогою фізичних методів, а параметри моделі визначаються за допомогою алгоритмів оцінок параметрів при вимірюванні даних системи.

Для побудови моделей на основі фізичних законів та для визначення їх параметрів необхідні детальні знання системи та її процесів. З іншого боку, моделі, керовані даними, та їх параметри можуть бути отримані з недостатньою інформацією про систему та її процесах. Моделі сірої коробки користуються перевагами як моделей на основі фізики, так і даних, керованих даними, оскільки вони використовують методики фізики для побудови структури моделі та використання даних про продуктивність системи для оцінки параметрів моделі.

Моделі на основі фізики мають дуже хороші можливості для генерації, але характеризуються відносно поганою точністю; в той час як моделі, що керуються даними, мають дуже високу точність даних при навчанні моделі (нейронні мережі), але страждають від узагальнення поза межами основного режиму при якому формувалась модель. Моделі сірої коробки користуються перевагами інших двох типів, забезпечуючи хороші можливості для адаптації моделей при керуванні вхідними даними при конкретних умовах експлуатації та кращою точністю у порівнянні з моделями на основі фізичних законів.

Модель СВіК та будівлі - це баланс між складністю моделі та бажаною точністю. Ці моделі створюються на основі даних, що вимірюються на основі параметрів певної будівлі, такі як внутрішня та зовнішня температура, відносна вологість повітря, швидкість вітру, сонячне випромінювання та швидкість потоку повітря. Відповідно, ці моделі не використовують будь-які фізичні дані будівлі і, отже, модельні значення параметрів, в загальному випадку не мають фізичного змісту. Емпіричні моделі можуть працювати краще, ніж моделі на основі фізики, але це буде працювати тільки для конкретного будинку та СВіК, де модель формувалась.

Якщо вхідні параметри моделі виходять за межі або з'являються нові (зникають попередні параметри), то ці моделі можуть дати нереалістичні та нефізичні складу результати. Моделі комбінованого підходу являють собою комбінацію як механістичних, так і емпіричних моделей, а інформація про ці моделі частково відома. Вони використовуються для оцінки параметрів.

Стохастичні моделі стосуються випадкових процесів. Деякі процеси в установках СВІК змінюються як випадкові величини і можуть бути описані за допомогою функцій розподілу густини ймовірності. Багато фізичних процесів можна наблизити до стандартних нормальних та рівномірних розподілів. Проте велика кількість даних необхідна для отримання точної форми розподілу величини. Даний тип моделей часто використовуються при прогнозуванні параметрів середовища та моделі.

В даному дослідженні основна увага приділяється розробці простої, але достатньої моделі механічного типу розрахунку для звичайної будівлі та простої СВІК, яка також може застосовуватися в режимі поточного контролю та моніторингу.

Модель враховує теплову інерційність стін, даху і передбачає використання незмінних термофізичних властивостей для кожного шару багатошарових стін. Тому, важливо розробити надійну модель на основі фізичного підходу, яка відображає всі ці ефекти. Інша частина роботи організована для того, щоб представити детальний огляд розробки моделей СВІК, симуляцію для перевірки запропонованого підходу з використанням реальних експериментальних даних та деяких заключних зауважень.

## **2.2 Характеристика динамічних та статичних моделей**

В загальному випадку процес розробки моделі та її коригування є складною роботою. В випадку оцінки енергоспоживання установки СВІК (як системи) потрібно попередньо визначити саме ті параметри моделі, які достатньо повно описують поведінку системи та відповідно її ефективність роботи разом з енергоспоживанням.

При використанні підходу моделювання заснованого на фізико-математичних рівняннях, які описують поведінку системи та повноті початкових умов функціонування системи (рисунок 2.5), можна представити в вигляді:

$$\begin{aligned} f(\dot{x}_1, \dot{x}_2) &= 0 \\ f(x_2) &= 0, \end{aligned} \quad (2.13)$$

де  $\dot{x}_1, \dot{x}_2$  - похідні по часу змінних  $x_1, x_2$ .

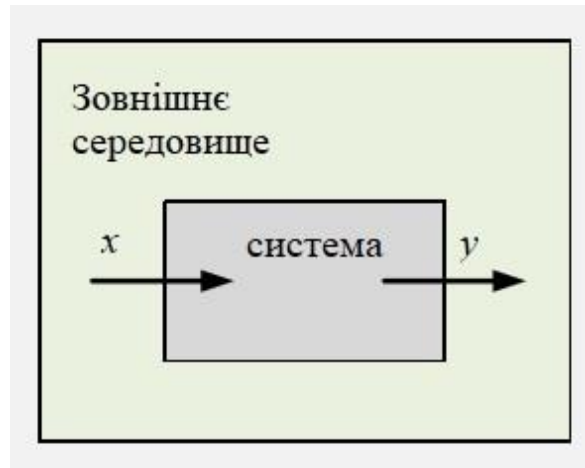


Рисунок 2.5 - Система-зовнішнє середовище з вхідними параметрами  $x$  та вихідними параметрами  $y$

В самому простому випадку система може мати одне диференціальне рівняння, в випадку СВіК та вентильованого приміщення це обов'язково має бути температура повітря в приміщенні. Наявність лише одного диференціального рівняння вказує на те, що система має лише одну степінь свободи та потребує початкових умов лише для цієї змінної.

Завдяки диференціальним рівнянням фізична система описується як модель в вигляді математичних залежностей між вхідними параметрами  $x$  та вихідними параметрами  $y$ .

Також моделі побудовані на фізичних законах включають додаткові змінні, що описують проміжні становища системи. Ключове поняття в фізичних моделях - це причинно-наслідкові зв'язки, коли вихідні параметри системи через певний час викликають зміну вхідних параметрів. Це дає підстави вважати, що певні змінні містять інформацію про попередній стан системи, відомих як змінні стану системи. Вплив цього заключення на змінну стану системи полягає в тому, що якщо стан системи відомий в певний момент часу, то майбутній стан параметрів системи може бути передбачений шляхом знаходження стану в цей час і майбутніх змін в параметрах системи. Іншими



словами: не потрібно знати попередні значення вхідних параметрів в модель. Слід зазначити, що стани системи не є унікальними: змінні, яка характеризують стан системи можуть бути перетворені в інші величини, що містять ту саму інформацію, тобто присутній обернений зв'язок.

Під час розробки моделей систем ми можемо зробити вибір щодо того, чи завжди система містить одні й ті ж самі вихідні параметри: такі як геометрія системи, тобто просторовий опис, чи він змінюється чи є стаціонарним. Для опису матеріального балансу системи в випадку стаціонарності масової витрати повітря в системі повітря в СВіК очевидно має бути баланс між кількістю відпрацьованого повітря та зовнішнього.

### **2.3 Опис характеристик промислового приміщення, як навантаження СВіК**

Всі системи динамічні в тому сенсі, що вони демонструють деяку інерцію проти змін: зміна вимагає часу. Наше спостереження за явищем інерційності, однак, залежить від інтервалу часу протягом якого система набуває зміни.

В межах даної роботи ми будемо досліджувати саме теплову інерційність будівлі, в якій здійснюється вентиляція та кондиціонування, зазвичай такі характеристики описуються для лінійних диференціальних рівнянь теплообміну в вигляді постійних часу ( $T_s$  - time constant).

Найбільш змінні параметри мікроклімату – вологість та концентрація шкідливих речовин в повітрі. Змінність цих параметрів в приміщеннях залежить від швидкості молекулярної дифузії та перемішування. Процеси сорбції та десорбції вологи та газів поверхнями огорожень приміщень та обладнання та акумуляція їх об'ємом повітря приміщення, які мають при зміні параметрів слабе виявлення нестаціонарності, малоінерційні, тому вологість повітря та концентрація газів змінюється швидко. Відмічені особливості формування того чи іншого параметру мікроклімату в значній

мірі впливають на швидкість доведення його до заданного значення за допомоги СВІК.

Окремо від вимушених коливань параметрів, пов'язаних з впливаючими діями, можлива направлена їх зміна в часі протягом доби.

Як показали дослідження останніх років, зміна параметрів повітря з окремою частотою добре сприймається організмом людини – зменшує втомлюваність та збільшує продуктивність праці, отримала назву «динамічного мікроклімату», під яким розуміється періодичні коливання параметрів повітря в приміщенні біля їх середніх значень.

Найбільш кращим варіантом можна рахувати коливання температури повітря біля оптимального рівня амплітудою 2-3 °С та періодом 40-120 хв. Добре сприймається коливання швидкості повітря, яке має амплітуду 0,2-0,5 м/с з періодом 10-20 хв.

При змінному режимі роботи підтримка комфортних, а також в ряді випадків і технологічних параметрів мікроклімату приміщень можливо забезпечити лише в робочий час доби. В неробочі години параметри можуть змінюватись довільно, не відходячи від гранично допустимих значень. В такому випадку перед початком робочих годин доби передбачається робота системи в посиленому режимі для доведення параметрів до заданного рівня.

Розподіл концентрації забруднювача  $c_3$  в об'ємі приміщення можливо описати через швидкість масопередачі для звичайної молекулярної дифузії в напрямі  $y$ , який визначається по першому закону Фіка:

$$\tilde{I}_3 = -D_3 \frac{dc_3}{dy} \quad (2.14)$$

де  $\tilde{I}_3$  - потік забруднювача, який вимірюється, кмоль/(м<sup>2</sup> год);

$\frac{dc_3}{dy}$  - градієнт концентрації забруднювача, кмоль/(м<sup>3</sup> м);

$D_3$  - коефіцієнт дифузії для забруднювача в повітрі.

Рівняння 42, як і аналогічні рівняння переносу тепла та кількості руху базуються по суті на емпіричній основі. Відомо, що для ідеальних газів та розбавлених розчинів  $D_3$  є практично постійною величиною для даного тиску, температури та бінарної суміші, не залежить від концентрації при невеликій зміні параметрів суміші, для точнішого значення розподілу концентрації забруднювача краще користуватись не тільки одномірним розподілом, але й двомірним випадком (рисунок 2.6).

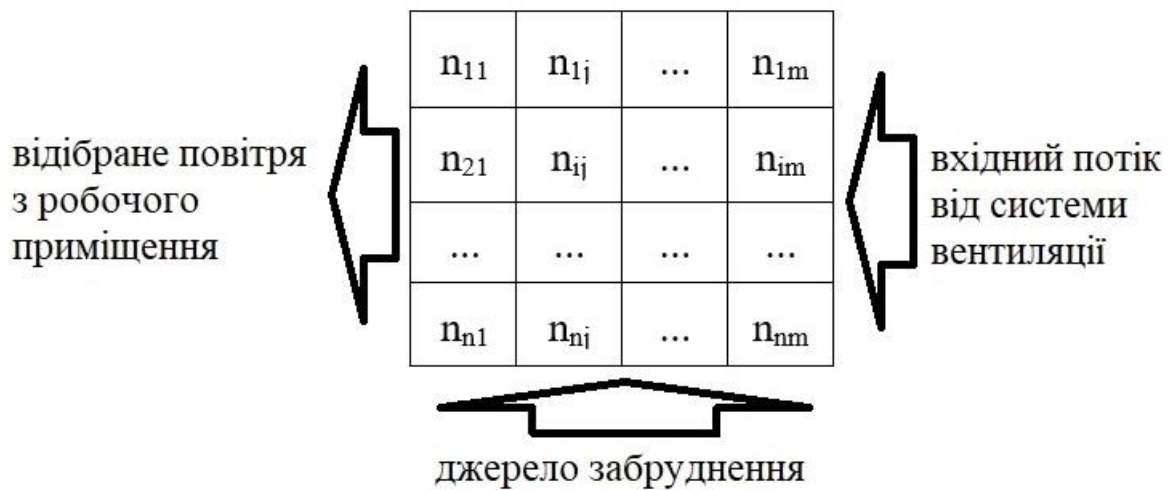


Рисунок 2.6 - Двомірний розподіл концентрації забруднювача в приміщенні

## 2.4 Опис вентилятора та формування його моделі

Повний тиск вентилятора відповідає різниці тисків потоку за вентилятором та перед ним:

$$P_{\text{пов}} = P_2 - P_1, \quad (2.15)$$

де  $P_1$  - середній тиск по вхідному перерізу, Па;

$P_2$  - середній тиск по вихідному перерізу, Па.

Статичний тиск вентилятора  $P_{\text{ст}}$  відповідає різниці повного тиску  $P_{\text{пов}}$  та динамічного тиску вентилятора  $P_{\text{д}}$ :

$$P_{\text{д}} = P_{\text{пов}} - P_{\text{ст}} \quad (2.16)$$

Динамічний тиск вентилятора  $p_d$  визначається по середній витратній швидкості  $v_{\text{вих}}$  виходу потоку з вентилятора:

$$p_d = \frac{\rho v_{\text{вих}}^2}{2}$$

(2.17)

Швидкість виходу потоку з вентилятора (один з шляхів усереднення):

$$v_{\text{вих}} = \frac{\dot{V}_{\text{air,in}}}{A_{\text{вих}}}, \quad (2.18)$$

де  $A_{\text{вих}}$  - площа поперечного перерізу виходу потоку з вентилятора;

$\dot{V}_{\text{air,in}}$  - витрата повітря вентилятором.

Вентилятори мають широкі діапазони параметрів, повний тиск  $p_{\text{пов}}$  вентилятора може змінюватись від десятків до декількох тисяч Па, продуктивність від декількох кубічних метрів за секунду до тисяч метрів за секунду. Лінійна швидкість на кінцях лопаток зазвичай не перевищує 150 м/с.

Широкий діапазон розмірних параметрів, які є функціями діаметру вентилятора, частоти обертання та температури повітря ускладнюють оцінку ефективності роботи для тих чи інших робочих умов. Для зручності підбору оптимального вентилятору використовують типові характеристики вентиляторів, які не залежать від фізичних розмірів вентиляторів, а лише від типу самого вентилятора (радіальний, осьовий, діаметральний).

Геометрично подібні вентилятори описуються типовими характеристиками (рисунок 2.6). Типова характеристика вентилятора вказує на залежність між безрозмірними величинами тиску  $\psi$  та потужності  $\lambda$  від коефіцієнта продуктивності  $\varphi$  чи  $\varphi_a$  для осьового типу вентиляторів. Відповідно наступні показники характеризують параметри роботи вентилятору:

-	коефіцієнт	продуктивності	$\varphi = \frac{\dot{V}_{\text{air}}}{A \cdot v_{\text{лоп}}}$
---	------------	----------------	---

(2.19)

- коефіцієнт осьової швидкості  $\varphi_u = \varphi \cdot (1 - \bar{d}^2)$

(2.20)

- коефіцієнт повного тиску  $\psi = \frac{2 \cdot p_{\text{пов}}}{\rho \cdot v_{\text{лоп}}^2}$

(2.21)

- коефіцієнт потужності  $\lambda = \frac{2 \cdot \dot{W}_{\text{вент}}}{\rho \cdot A \cdot v_{\text{лоп}}^2}$ ,

(2.22)

де  $A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$  - площа перерізу через, який проходить потік повітря (для осьових та радіальних вентиляторів), м<sup>2</sup>;

$D$  - діаметр колеса вентилятора, м;

$v_{\text{лоп}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{в}}}{60}$  - лінійна швидкість на кінці лопаток вентилятора, м/с;

$n_{\text{в}}$  - частота обертання колеса вентилятора, об/хв;

$\bar{d} = \frac{d_{\text{вт}}}{D}$  - відносний діаметр втулки (тільки в випадку осьових вентиляторів).

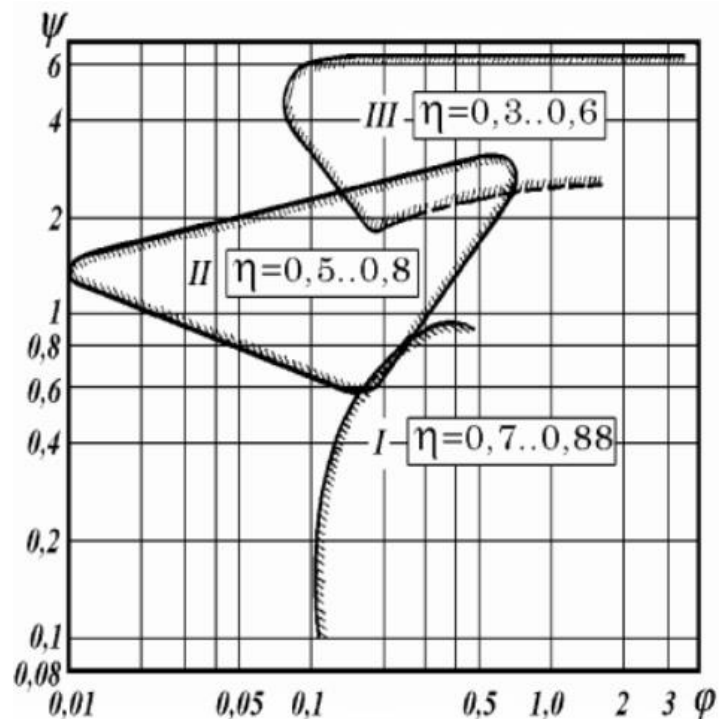


Рисунок 2.6 – Поле безрозмірних параметрів вентиляторів різних типів:

I – осьові; II – радіальні; III – діаметральні.

Повний та статичний ККД вентилятора:

$$\eta = \frac{p_{\text{пов}} \cdot \dot{V}_{\text{air,in}}}{\dot{W}_{\text{вент}}}; \quad \eta_{\text{ст}} = \frac{p_{\text{ст}} \cdot \dot{V}_{\text{air,in}}}{\dot{W}_{\text{вент}}}, \quad (2.23)$$

де  $\dot{W}_{\text{вент}}$  - потужність, споживана вентилятором.

Так як при зміні зовнішніх умов зберігаються безрозмірні характеристики вентилятора, то його розмірні параметри при зміні температури (при постійній частоті обертання) визначаються наступним шляхом, де індекс  $i$  відповідає довільному режиму роботи:

- тиск 
$$p_i = p \frac{\rho_i}{\rho} \quad (2.24)$$

- потужність 
$$\dot{W}_{i,\text{вент}} = \dot{W}_{\text{вент}} \frac{\rho_i}{\rho}, \quad (2.25)$$

де 
$$\rho_i = \rho \frac{293}{(273 + T_i)}, \quad \rho = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (2.26)$$

Аеродинамічні характеристики вентиляторів дозволяють досягти більшої точності при визначенні його параметрів роботи та енергоспоживання.

Аеродинамічні характеристики вентилятора зазвичай включають в себе:

- криву повного тиску  $p_{\text{пов}}(\dot{V}_{\text{вент}})$ ;
- криву потужності  $\dot{W}_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  або повного ККД вентилятора  $\eta(\dot{V})$ ;
- криву або шкалу динамічного тиску вентилятора  $p_{\text{д}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  чи криву статичного тиску вентилятора  $p_{\text{ст}}(\dot{V}_{\text{вент}})$ .

Робоча зона аеродинамічної характеристики вентилятора має бути обмежена діапазоном продуктивностей, в яких повний ККД вентилятора складає 0,9 від максимального ККД (рисунок 2.7). Саме в такому вигляді приведені аеродинамічні характеристики вентиляторів в каталогах більшості виробників вентиляторів. Однак, в цьому випадку втрачаються режими максимальної продуктивності, при яких можлива робота вентилятора, хоча з меншою ефективністю.

Режим роботи вентилятора характеризується точкою А перетину кривих опору мережі та характеристики обраного вентилятора. Характеристикою мережі (рисунок 2.8) зазвичай є парабола, яка проходить через точку заданного режиму:

$$p_m = K \cdot \dot{V}_{\text{вент}}^2 \quad (2.27)$$

$$\text{де } K = \frac{P_{\text{м,зад}}}{\dot{V}_{\text{зад}}^2}.$$

Як приклад аеродинамічна характеристика спадаючої кривої повного тиску:

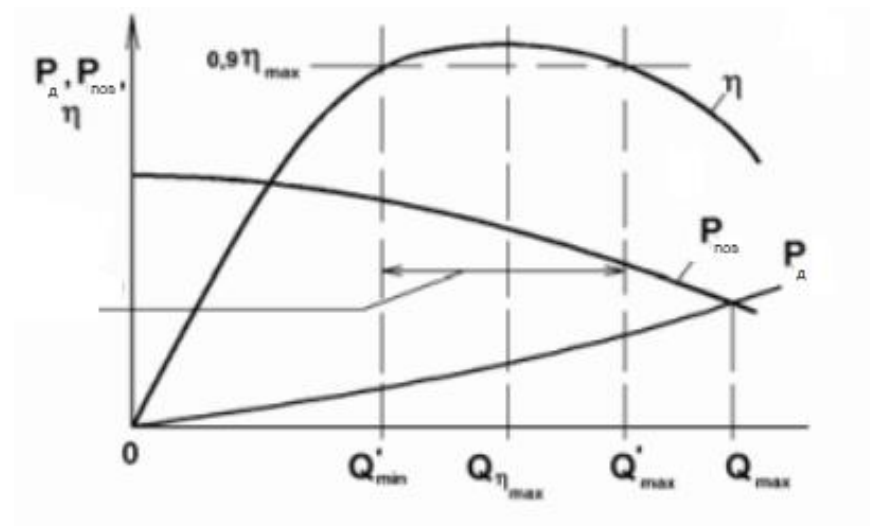


Рисунок 2.7 – Спадаюча крива повного тиску

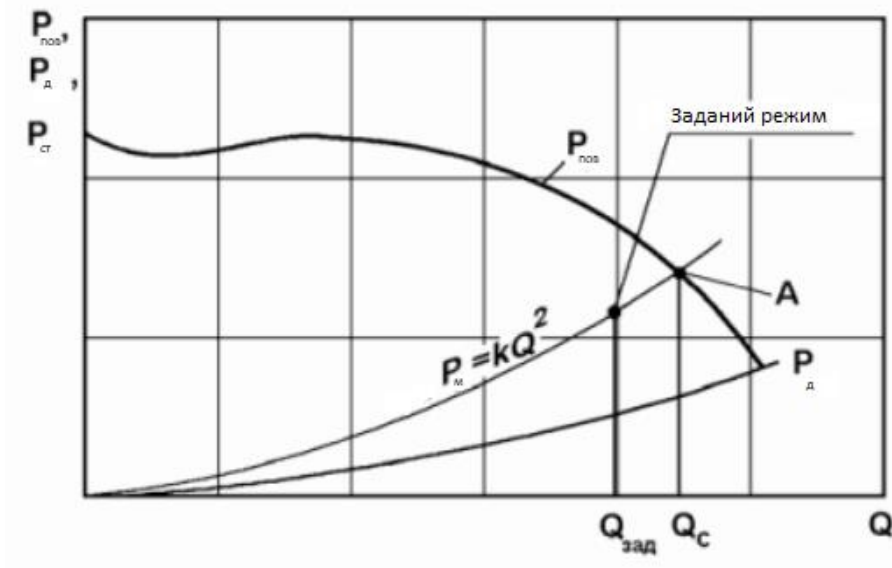


Рисунок 2.8 - Робота вентилятора в мережі

## 2.5 Опис теплообмінних процесів в СВіК

Теплообмінні процеси в складі СВіК відбуваються в таких елементах як калорифер та охолоджуюча камера (парокомпресійна установка), які працюють в залежності від температури повітря, яке надходить до входу СВіК.

Загалом процес теплообміну відбувається через теплопередачу та конвективний теплообмін, але найбільш цікавий випадок пов'язаний з конвекцією, яка можлива тільки в рухомому середовищі, в якій перенос теплоти пов'язаний з переносом самого середовища. Конвекція теплоти завжди супроводжується теплопровідністю, так як при русі газу неминуче відбувається зіштовхування окремих частинок, які мають різні температури.

Кількість теплоти, яка передається в процесі тепловіддачі, визначається з рівняння Ньютона-Ріхмана:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot (T_{\text{ст}} - T_{\text{пов,вх}}) \cdot A,$$

(2.28)

де  $\alpha$  - коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>\*К);



$T_{\text{ст}}, T_{\text{пов,вх}}$  - середні температури повітря на вході в СВіК та стінки теплообмінного апарату, °C;

$A$  – площа поверхні стінки через яку здійснюється теплообмін, м<sup>2</sup>.

Коефіцієнт тепловіддачі залежить від багатьох факторів: виду та режимів руху газу, його фізичних властивостей, розмірів та форм стінок. Визначається  $\alpha$  з критеріальних рівнянь, які отримують перетворенням диференціальних рівнянь гідродинаміки та конвективного теплообміну методами теорії подібності.

Згідно положень теорії подібності конвективний теплообмін без зміни агрегатного становища речовини в стаціонарних умовах може бути описаний критеріальним рівнянням виду:

$$Nu = f(Re, Pr, Gr...), \quad (2.29)$$

де  $Nu$  - число Нуссельта, яке пов'язане з величиною коефіцієнта тепловіддачі

в вигляді наступного рівняння:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \quad (2.30)$$

де  $d$  - еквівалентний діаметр, який визначається як  $4A/l$  ;

$A$  - площа перерізу каналу, м<sup>2</sup>;

$l$  - периметр каналу, м;

$\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності рідини при середній температурі потоку, Вт/(м\*К).

Режим руху потоку визначається саме безрозмірним комплексом  $Re$  :

$$Re = \frac{v_{\text{п}} \cdot d}{\nu_{\text{п}}}, \quad (2.30)$$

де  $v_{\text{п}}$  - швидкість руху потоку, м/с;

$\nu_{\text{п}}$  - кінематична в'язкість потоку при середній температурі, м<sup>2</sup>/с.

Більшість СВіК працюють з ламінарними режимами руху як потоку повітря так і теплоносія, який циркулює в трубках теплообмінних апаратів калорифера та охолоджуючої камери, це відповідає значенням  $Re$  до 2300.

В випадку ламінарних потоків також додатково враховують безрозмірний комплекс  $Gr$  :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot d^3}{\nu^2} \Delta T, \quad (2.31)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння,  $\text{м/с}^2$ ;

$\beta$  - коефіцієнт температурного розширення,  $\text{K}^{-1}$ ;

$\Delta T$  - різниця температур між потоком та стінкою,  $\text{K}$ .

При теплообміні з використанням трубок потрібно пам'ятати про припущення, що розподіл температури не впливає на розподіл швидкості рухомого середовища, якщо це не призводить до значних змін в'язкості речовини при зміні її температури, так як профіль температури на границі стінки та рухомої речовини має певний градієнт.

Поняття коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$  корисне, але не дозволяє в дійсності відійти від складної по своїй суті задачі. Існує декілька методів визначення коефіцієнту тепловіддачі  $\alpha$ . Для випадку ламінарної течії будуть використані аналітичні методи; для турбулентних течій використовуються інтегральні методи, теорія шляхів перемішування та аналіз розмірностей.

Теплофізичні характеристики повітря при визначенні  $\alpha$  знаходяться через наступну рівність:

$$Nu = 0,26 \cdot Re^{0,65} \cdot Pr^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon, \quad (2.32)$$

де  $\varepsilon$  - поправочний коефіцієнт в залежності від типу розташування трубок в ТА.

В трубках місцеві коефіцієнти тепловіддачі наближаються до постійних значень по мірі збільшення відстані від входу в трубу. Для довгих труб вплив вхідної ділянки незначний, і в технічних розрахунках ними часто нехтують.

В випадку парокомпресійної установки прийнято рахувати, що механізм кипіння в трубці складається з тепловіддачі від твердого тіла до рідини, а потім від рідини до поверхні кожного зростаючого міхура.

Складність використання рівняння 2.28 заключається в тому, що присутня сильна залежність (іноді до 3-ого порядку)  $\alpha$  від різниці температур, але в випадку СВіК в яких діапазон зміни температури, який не перевищує зазвичай 50 К, коефіцієнт тепловіддачі можна вважати постійною величиною.

Як підсумок рівняння балансу для підігріву/охолодження потоку повітря та теплопередачі через стінки ТА з врахуванням рекуперації частини тепла можливо записати в вигляді:

$$\dot{Q} = \frac{dH_{\text{пов}}}{dt} = \hat{c}_{\text{пов}} \dot{m}_{\text{пов}} (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) = \alpha (T_{\text{ст}} - T_{\text{in}}) A_{\text{ТА}}, \quad (2.34)$$

де  $H_{\text{пов}}$  - ентальпія потоку повітря, кДж/кг;

$\hat{c}_{\text{пов}}$  - питома теплоємність повітря, яка зазвичай приймається постійною величиною та рівною 1 кДж/кг;

$T_{\text{out}}, T_{\text{in}}$  - температура на виході(вході) з СВіК, К;

$A_{\text{ТА}}$  - площа теплообміну теплообмінного апарату, м<sup>2</sup>.

## 2.6 Опис компресора холодильної установки

Зазвичай політропне стиснення приймається в роботі компресора, та сам процес стиснення в компресорі приймається з достатньою точністю стаціонарним процесом, тому динамічні характеристики в багатьох випадках не враховуються, навідміну від конденсатора чи розширювальної камери. Швидкість обертання компресора може прийматися до уваги, якщо потрібно контролювати інтенсивність процесу теплообміну. При моделюванні, зазвичай, приймають припущення, що компресор досягає необхідної частоти обертання миттєво.

Зменшення кількості хладагенту (об'ємні втрати) характеризуються коефіцієнтом подачі  $\lambda$ , який можна представити в виді добутку часткових коефіцієнтів, які відображають втрати:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{пл} \cdot \lambda_m, \quad (2.35)$$

де  $\lambda_c$  – коефіцієнт, який враховує втрати мертвого об'єму, 0,9;

$\lambda_{др}$  – коефіцієнт дроселювання та пульсації, 0,98;

$\lambda_w$  – коефіцієнт підігріву пару, 0,87;

$\lambda_{пл}$  – коефіцієнт густини, який враховує перетоки робочої речовини через нещільності, 0,97;

$\lambda_m$  – коефіцієнт, який враховує наявність масла в хладагенті, 0,96.

Компресор приводиться в рух від електродвигуна через привод, в якому також є втрати, які характеризуються коефіцієнтом передачі  $\lambda_{пр}$ . Зрозуміло, що об'ємні втрати в компресорі зменшуються, якщо відповідно збільшувати значення цих коефіцієнтів. Якщо характеристики компресора відомо та є фіксованими, об'ємна ефективність роботи компресора більшою мірою залежить від внутрішніх параметрів таких як коефіцієнт стиснення  $\varepsilon$ , частота обертання компресора  $n_k$  та інші.

Якщо підтримувати інші параметри постійними, то коефіцієнт втрат мертвого об'єму  $\lambda_c$ , коефіцієнт дроселювання та пульсації  $\lambda_{др}$ , коефіцієнт перетоку  $\lambda_{пл}$  та коефіцієнт врахування масла  $\lambda_m$  зменшуються, якщо збільшувати коефіцієнт стиснення  $\varepsilon$ . З іншого боку, температура всмоктування холодоагенту може зменшитись, якщо збільшувати рівень стиснення. Таким чином, об'ємні втрати в компресорі збільшуються, якщо збільшувати рівень стиснення.

В випадку, якщо лише частота обертання компресора є змінною величиною, коефіцієнти ефективності роботи компресора змінюються різним чином. Підвищення витрати холодоагенту та відповідно його пару призводить до підвищення втрат тиску при русі холодоагенту та зменшення коефіцієнту  $\lambda_{др}$  при збільшенні частоти обертання компресора. Але збільшення температури пару при всмоктуванні та зменшення коефіцієнту перетоку  $\lambda_{пл}$  призводить до підвищення інших коефіцієнтів. Таким чином,

зміна об'ємних втрат визначається складним взаємозв'язком цих коефіцієнтів.

Вхідна споживана енергія на одиницю маси холодоагенту компресором може бути визначена:

$$W_{\text{комп}} = \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right] / \eta_i,$$

(2.36)

де  $k$  - показник політропного процесу;

$\eta_i$  - ККД компресора, який визначається через апроксимацію експериментальних даних через рівняння полінома, як функцію від продуктивності компресора;

$p_1$  - тиск компресора на стороні всмоктування, Па;

$p_2$  - тиск холодоагенту після проходження камери компресора, Па;

$\rho_1$  - густина холодоагенту на стороні всмоктування компресора, кг/м<sup>3</sup>.

Ентальпія пару холодоагенту, який стискується компресором визначається на основі закону збереження енергії:

$$H_2 = H_1 + (W_{\text{комп}} - W_{\text{втр}}), \quad (2.37)$$

де  $W_{\text{втр}}$  - величина втрат тепла до навколишнього середовища через конструкцію компресора, яка є функцією температури холодоагенту та навколишньої температури повітря з включенням швидкості повітря біля поверхні компресора.

Загальноприйнято рахувати, що холодоагент, який покидає трубки випаровувача має бути перегрітим, щоб уникнути проникнення крапель в камеру компресора, що може призвести до гідравлічного удару та пошкодження компресора. Тому часто при моделюванні роботи установок СВіК зону випаровувача ділять на 2 підзони: перегріту зону тільки з паром та зону з паром та відповідно рідиною.

Таким чином, моделі для симуляції роботи установки СВіК можуть бути поділені на 3 категорії: зосереджені моделі, розширені моделі та багатозонні моделі. Зосереджені моделі є надзвичайно простими, щоб адекватно показати різні коефіцієнти теплопередачі, коли холодоагент знаходиться в газовому агрегатному стані чи рідкому, тому вони мають в собі значні похибки в результатах симуляції. Проте розширені моделі мають значну складність в узгодженості параметрів, що потребує значних витрат часу для отримання коректних результатів. Тому для випаровувачів часто використовують саме багатозонні моделі, які дають досить непогані показники узгодженості та витрат часу для симуляції.

## 2.7 Опис електронно-розширювального вентиля (ЕРВ)

Зазвичай ЕРВ керується через кроковий двигун та програмним шляхом. Передача електричного сигналу для контролю вентиля може вважатися миттєвою. Таким чином, динамічні процеси в ЕРВ загалом визначаються в дії крокового двигуна, який потребує часу для того, щоб відкрити клапан для холодоагенту. Процес в ЕРВ вважається в більшості випадків ізоентальпійним. Масова витрата холодоагенту через ЕРВ може бути визначена через звичне рівняння витоку з отвору (рівняння Бернуллі):

$$\dot{m}_{\text{ЕРВ}} = C_{\pi} A_{\text{ЕРВ}} \sqrt{\rho_3 \Delta p_{\text{ЕРВ}}}, \quad (2.38)$$

де  $A_{\text{ЕРВ}}$  - площа перерізу в ЕРВ, яка приймається лінійно-змінною при відкритті клапану,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta p_{\text{ЕРВ}}$  - різниця тисків на вході та виході з ЕРВ, Па;

$\rho_3$  - густина холодоагенту на вході в ЕРВ,  $\text{кг/м}^3$ ;

$C_{\pi}$  - коефіцієнт потоку, який визначається з:

$$C_{\pi} = 0,02005 \cdot \sqrt{\rho_3} + 0,634 \cdot v_4, \quad (2.39)$$

де  $\nu_4$  - питомий об'єм холодоагенту, який виходить з ЕРВ,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

## 2.8 Річна змінність параметрів клімату

Річний хід кліматичних параметрів найбільш наглядно характеризується зміною середньомісячних значень, отриманих з даних багаторічних досліджень. Криві розподілу параметрів повітря в цьому випадку мають плавний характер та наближаються по своєму вигляду до гармонічних. Такий характер зміни зовнішнього клімату пов'язаний з постійно діючими причинами: періодично змінними радіаційними факторами та сукупністю місцевих умов.

Найбільш складною складовою процесу розробки є вибір режимів функціонування СВК в річному циклі роботи. Відомо, що річна зміна параметрів зовнішнього повітря визначає суттєву нестаціонарність та нелінійність окремих характеристик технологічного обладнання. Це насамперед виявляється на характеристиках регулювання обладнання, що значно ускладнює задачу вибору методів та засобів автоматичного регулювання режимами роботи технологічного обладнання систем.

Річний максимум температури зовнішнього повітря зазвичай присутній в червні місяці, а мінімум – в січні. Річний хід вологості повітря та часто швидкості вітру пов'язаний з температурою зовнішнього повітря.

Гармонічний характер зміни кліматичних параметрів (рисунок 2.15) дозволяє визначити їх функцією часу року в виді тригонометричного ряду. Достатня точність апроксимації зміни в більшості випадків досягається при ряді, який складається з 2 перших членів:

$$y = y_p + A_y \cos \bar{z}, \quad (2.40)$$

де  $y_p$  - середньорічне значення будь-якого параметру клімату (температура, ентальпія зовнішнього повітря, інтенсивність сонячної радіації);

$A_y$  - річна амплітуда його зміни;

$\bar{z}$  - відносний час річної зміни параметру:

$$\bar{z} = \frac{2\pi z}{365}, \quad (2.41)$$

де  $z = z' - z^{\max}$  - час від моменту максимуму параметру, доба;

$z'$  - час, який відраховується від 1 січня, доба;

$z^{\max}$  - час максимального значення параметру, відрахованого від 1 січня, доба.

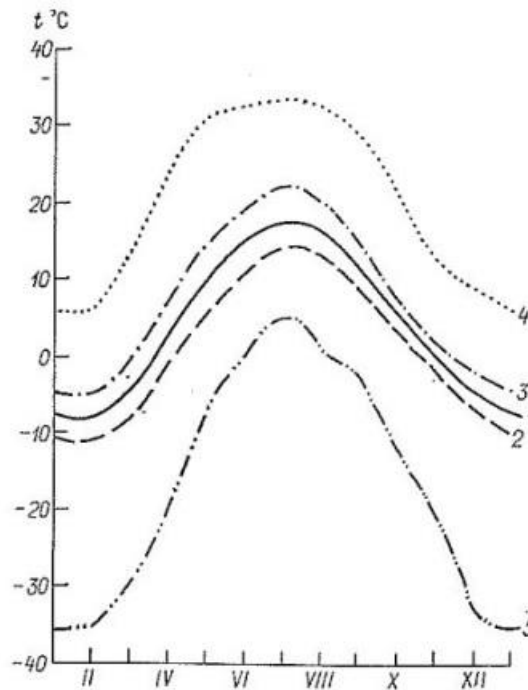


Рисунок 2.15 - Приклад розподілу температури зовнішнього повітря протягом річного циклу

де на рисунку 2.15 криві: 1- середня температура протягом року, 2 - середня мінімальна, 3 - середня максимальна, 4 - абсолютний температурний максимум, 5 - абсолютний температурний мінімум.

Навіть якщо  $z$  набуде від'ємного значення то за рахунок властивості парності тригонометричної функції  $\cos$  отримуємо додатне значення параметру клімату.

Також за рахунок формули можливо відшукати тривалість  $\Delta z$ , кількість днів, протягом року параметрів зовнішнього клімату вище заданного значення  $u$ , як обернену тригонометричну функцію:



$$\Delta z = 2 \left| z^{\max} - z \right| = 2 \left| z^{\max} - \frac{365}{2\pi} \arccos \left( \frac{y - y_p}{A_y} \right) \right| \quad (2.42)$$

### **Висновки до другого розділу:**

1. При моделюванні та дослідженні характеристик роботи СВіК потрібно використовувати комбінований підхід до моделювання, який дозволяє оцінити точність моделі заснованої на фізичних законах з коригуванням її елементів за допомогою емпіричних методів (регресійний аналіз) з використанням вимірювань з реального об'єкту.

2. Найбільш складною складовою процесу розробки є визначення часових меж відносно яких будуть розроблятися методи керування режимами роботи для досягнення оптимальних енергетичних показників. Відомо, що річна зміна параметрів зовнішнього повітря визначає суттєву нестационарність та нелінійність окремих характеристик технологічного обладнання. Це насамперед виявляється на характеристиках регулювання обладнання, що значно ускладнює задачу вибору методів та засобів автоматичного регулювання режимами роботи технологічного обладнання систем.

### РОЗДІЛ 3 РОЗРОБКА ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЮВАННЯ РЕЖИМАМИ РОБОТИ СВІК НА ОСНОВІ ЗВОРОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ

В сучасних вимогах до автоматизованих систем вентиляції (СВ) та кондиціонування повітря (СКП) є дві протилежних умови: перше – простота та надійність експлуатації; друге – висока якість функціонування, наприклад, якість стабілізації температури приточного повітря, мінімум витрати енергії. Прагнення до виконання цих вимог пов'язано з необхідністю відшукування компромісу технічного рішення.

Розвиток мікропроцесорної техніки дозволив утворювати більшу гнучкість в утворенні режимів роботи різного обладнання, в тому числі СВіК. Найбільш простий шлях керування режимів роботи установки є її включення-виключення з постійними параметрами роботи, такими як об'ємна витрата повітря  $\dot{V}$ , величина підігріву (охолодження)  $\dot{Q}$  потоку повітря в запланованому режимі на певний інтервал часу  $T$ . Інший більш досконалий шлях регулювання, але капіталоемніший, є використання автоматичних пристроїв керування параметрами режимами роботи, які в своєму складі мають функції збору, обробки, передачі інформації та створення сигналів регулювання.

Нормування витрат електроенергії на основі енергетичних характеристик обладнання, представляють собою залежність споживаної потужності  $\dot{W}$  від продуктивності  $\dot{V}$  та питомої величини енергоспоживання  $\hat{W}$  від продуктивності  $\dot{V}$ . Для побудови математичної моделі енергоспоживання установки, доцільно використовувати кореляційно-регресійний аналіз для коригування математичної моделі заснованої на фізичних законах, за допомогою дослідження факторів як кореляційних величин пов'язаних з енергоспоживанням  $W$ .

Проблема планування енергоспоживання установки СВіК є важливою для підприємств так як це дозволяє покращити роботу устаткування,

зменшивши перевитрати енергії від відсутності інформації теоретично обгрунтованої величини спожитої кількості енергії для виконання певного робочого плану. Планування режимів роботи установки СВіК має відбуватись за допомогою методів прогнозування таких як часові ряди, регресійна модель.

### 3.1 Визначення факторів, які найбільш суттєво впливають на енергоспоживання установки СВіК

При формулюванні моделі СВіК потрібно відокремити складові системи СВіК, які мають найбільший вплив на енергоспоживання установки в заданному інтервалі зміни внутрішніх параметрів системи, як певної векторної величини  $\vec{X}_{\text{сист}} = (\dot{m}_{3,r}, c_3, T_{\text{in}} \dots)$ , відносно яких формується сигнал керування  $\vec{u}(t)$ , що виражається в ступені абстрактності моделі від реальної системи. В моделях типу МІМО  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$  являє собою складову пов'язану з вхідним вектором параметрів з яким працює автоматичний пристрій регулювання АПР для створення керуючого сигналу  $\vec{u}(t)$  для зміни параметрів режиму роботи установки СВіК, сам зв'язок між  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$  та  $\vec{u}(t)$  характеризують функцією перетворення:

$$\vec{T}r(t) = \frac{\vec{u}(t)}{(\vec{X}_{\text{сист}}(t) - \vec{X}_{\text{сист,ref}}(t))}, \quad (3.1)$$

де  $\vec{X}_{\text{сист,ref}}(t)$  - заданий вектор внутрішніх параметрів системи.

Потрібно пам'ятати, що  $\vec{T}r(t)$  може бути дійсною лише на певному інтервалі значень  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$  для запобігання режимів, які можуть призвести до негативних наслідків. Також  $\vec{T}r(t)$  формується з урахуванням найбільш вагомих факторів при постановці шляху, часу досягнення системою стану при якому  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$  призводить до постійної величини  $\vec{u}(t)$ , інакше -  $\vec{T}r(t)$

характеристику переходу системи з одного стану в інший в відповідь на зміну  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$ .

На першому етапі математичного моделювання роботи СВіК доцільно використовувати кореляційно-регресійний аналіз, що дозволить виокремити найбільш важливі фактори величини енергоспоживання та зпросити модель відкинувши "баласт" елементів вектору  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$ , що не є інформативними та лише ускладнюють математичну модель СВіК. Створення вектору параметрів СВіК  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$ , які найбільш впливають на енергоспоживання установки дозволить визначити саме ті складові змінні вектора, які утворюють найбільшу кореляцію зі енергоспоживанням установки СВіК, такий підхід дозволить використовувати переваги як механістичного (на фізичних законах) типу моделювання так і емпіричного.

Результати вимірювань енергоспоживання установки СВіК  $W_{\text{спож}}$  в залежності від середньомісячної температури зовнішнього повітря  $T_o$ , об'єму витрати води для зволоження, середньогодинної витрати повітря  $V_{\text{сер,вент}}$  наведено в таблиці 3.1.

Коефіцієнт кореляції встановлює кількісну міру зв'язку між двома досліджуваними величинами  $X$  та  $Y$ :

$$r_{Y,X} = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})(x_i - \bar{x})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}}, \quad (3.2)$$

де  $y_i, x_i$  - значення  $i$ -ого елемента вибірки  $Y, X$ ;

$\bar{y}, \bar{x}$  - середні значення виборок  $Y, X$ ;

$i = \{1, n\}$ ,  $n$  - розмір вибірки.

Таблиця 3.1 - Вимірювання параметрів роботи установки в річному циклі роботи

Місяць	$T_o$ , °C	$V_{\text{вод}}$ , м <sup>3</sup>	$V_{\text{сер.вент}}$ , 10 <sup>3</sup> м <sup>3</sup> /год	$W_{\text{спож}}$ , кВт*год
1	-5	94	3.3	14330
2	-3	87	3.2	13560
3	3	102	2.7	11769
4	11	105	2.3	9430
5	16	101	2.4	8978
6	21	98	2.6	9654
7	19	90	2.6	9439
8	16	120	2.4	9240
9	13	100	2.7	9390
10	8	117	2.9	10150
11	3	99	3.2	11340
12	-3	92	3.4	12789

Матриця коефіцієнтів кореляції встановлює кількісну міру зв'язку між параметрами, які в випадку установки СВіК формуються з таблиці енергоспоживання установки:

$$r_{x_i, x_j} = \begin{vmatrix} r_{x_1, x_1} & r_{x_1, x_2} & \dots & r_{x_1, x_n} \\ r_{x_2, x_1} & r_{x_2, x_2} & \dots & r_{x_2, x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ r_{x_n, x_1} & r_{x_n, x_2} & \dots & r_{x_n, x_n} \end{vmatrix} \quad (3.3)$$

Визначимо значення коефіцієнтів кореляції для таблиці за допомогою ПЗ "MS Excel" з вбудованим статистичним доповненням "Пакет аналіз даних" (таблиця 3.2).

Таблиця 3.2 - Результати розрахунків коефіцієнтів кореляції в ПЗ "MS Excel" з вбудованим статистичним доповненням "Пакет аналіз даних"

	$T_o$	$V_{\text{вод}}$	$V_{\text{сер.вент}}$	$W_{\text{спож}}$
$T_o$	1	-0.2231	-0.5411	-0.9284
$V_{\text{вод}}$	-0.2231	1	0.25362	0.02054

$V_{\text{сер.вент}}$	-0.5411	0.25362	1	0.86354
$W_{\text{спож}}$	-0.9284	0.02054	0.86354	1

Як видно з результатів таблиці, що присутня сильна залежність між величиною споживання  $W_{\text{спож}}$  та температурою зовнішнього повітря  $T_o$  в вигляді оберненої залежності та сильною прямою залежністю з середньою продуктивністю роботи вентилятора  $V_{\text{сер,вент}}$ . Величина витрат води  $V_{\text{вод}}$  не впливає на динаміку зміни енергоспоживання, так як вологість повітря протягом року є відносно рівномірно розподіленою величиною, тому витрати води більше корелюють з величиною продуктивності вентилятора  $V_{\text{сер,вент}}$ .

Як висновок потрібно відзначити доцільність розгляду саме параметрів СВіК, які пов'язані з тепловим навантаженням та механічним навантаженням на електродвигун вентилятора.

### 3.2 Розрахунок енергетичних характеристик парокомпресора

Для розрахунку використовуємо ПЗ “CoolPack”, яке є збірником моделей для симуляції роботи холодильних установок. Як правило для випаровувачів, які охолоджують повітря можуть бути прийняті наступні значення перепаду температури повітря  $\Delta T_{\text{пов}} = 6 - 10 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а повний перепад між температурою хладагента та температурою повітря на вході  $\Delta T_{\text{пов}} = 16 - 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При кондиціонуванні температура повітря, яке подається в приміщення від кондиціонера, має бути додатньою, а температура конденсації має бути вище температури навколишнього середовища на  $10-15 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Тому температуру кипіння обираємо  $+5 \text{ } ^\circ\text{C}$ , а конденсації  $+40 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

В холодильній камері використовується холодоагент R22 (як найбільш розповсюджений), опис вихідних даних (рисунок 3.1) та результат побудови циклу (рисунок 3.2). Точка 1 характеризує стан переохолодженого холодоагента відповідно на  $6 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Процес 1-2 описує дроселювання, при чому

в даній моделі приймається ізоентальпійний процес зниження тиску, тобто без втрат. Далі відбувається випаровування холодоагенту в випаровувачі (2-3) з його подальшим перегрівом для роботи компресора на «сухому ходу». Відбір тепла в випаровувачі відбувається до тих пір, поки на виході з випаровувача не відбудеться перегрів пару на 5-8 °С вище температури кипіння.

Cycle input

Select cycle type:

☒ One stage ☐ Two stage, closed intercooler

☐ Two stage, open intercooler ☐ Two stage, open intercooler, load at intermediate pressure

Cycle name:  ☒ Draw cycle

Values:

Evaporating temperature: 6.00 °C Condensing temperature: 40.00 °C

Superheat: 6.00 K Subcooling: 6.00 K

Dp evaporator: 0.00 Bar Dp condenser: 0.00 Bar

Dp suction line: 1.00 Bar Dp liquid line: 0.00 Bar

Dp discharge line: 1.00 Bar

Isentropic efficiency [0-1]: 1.00

Cycle creation

Calculated:

Qe [kJ/kg] 170.168

Qc [kJ/kg] 201.080

COP: 5.50

W [kJ/kg] 30.912

Рисунок 3.1 - Опис вхідних величин для отримання холодильного циклу

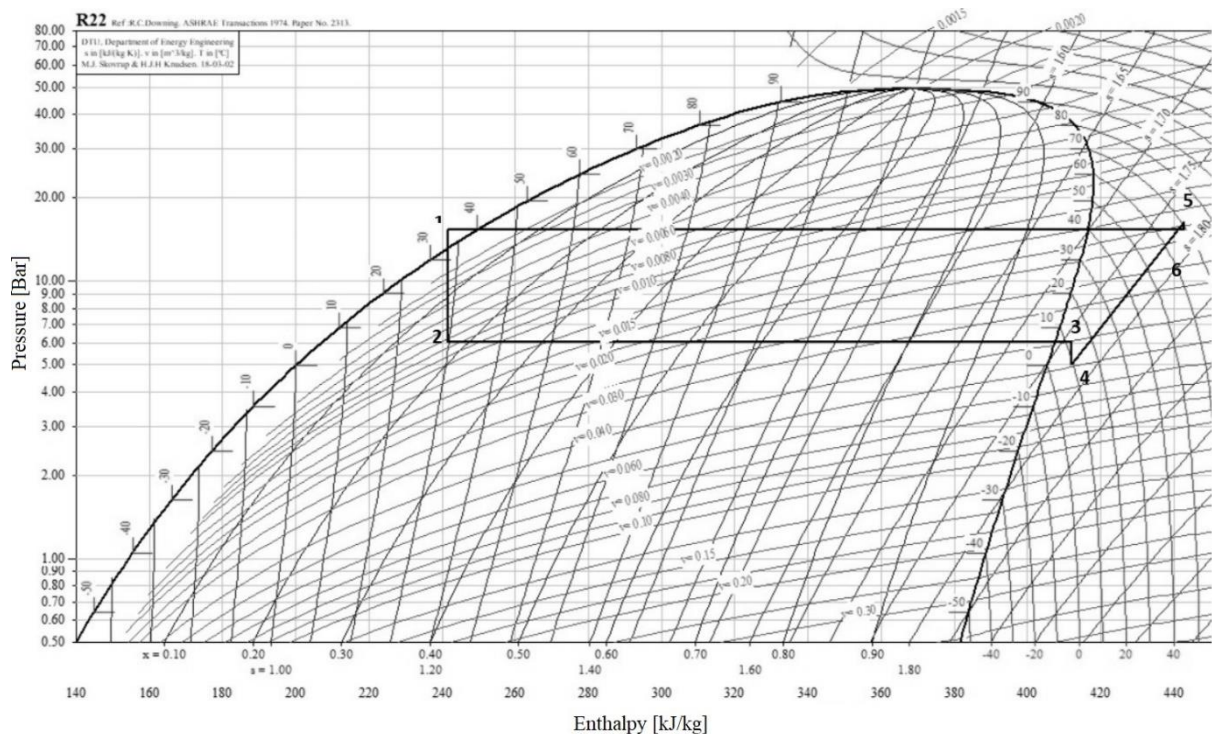


Рисунок 3.2 - Цикл холодильної установки в ПЗ “CoolPack”.

Ланка 3-4 враховує втрати на вході в компресор, аналогічно з 5-6 тільки втрати на виході. Підвищується тиск холодоагенту після чого починається процес конденсації в конденсаторі з подальшим переохолодженням (процес 6-1).

Перепад температур повітря, охолоджуючого конденсатор складає 5-10°C. Температура конденсації має бути на 10-15 °C вище температури навколишнього середовища.

Також присутні втрати тиску на вході компресора, що визначає зниження тиску на вході в компресор, та за рахунок втрат тиску на виході з компресору потрібно створювати надлишковий тиск більший ніж необхідний для конденсації. Необхідність компенсації перерахованих втрат збільшує роботу на стиснення та знижує загальну ефективність роботи циклу.

Кількість тепла відданого конденсатором становить:

$$\hat{Q}_k = \hat{Q}_0 + \hat{W}, \quad (3.4)$$

де  $\hat{Q}_0$  – кількість тепла поглинутого хладогентом в випаровувачі, кДж/кг;

$\hat{W}$  - кількість роботи виконаної компресором, кДж/кг.

Холодильний коефіцієнт, який дорівнює відношенню тепла відданого конденсатором  $\hat{Q}_0$  до виконаної роботи  $\hat{W}$  :

$$\varepsilon = \frac{\hat{Q}_0}{\hat{W}} \quad (3.5)$$

Температуру випаровування потрібно обирати як найбільш можливу, так як підвищення температури випаровування на 1 °C призводить до підвищення холодопродуктивності на 3-5%.

Різниця між температурою конденсації та температурою навколишнього середовища має бути як можливо меншою, так як зниження температури конденсації на 1 °C призводить до підвищення холодопродуктивності на 1%.

З результатів обрахунку отримуємо значення холодильного коефіцієнту  $\varepsilon$  та роботу компресора на одиницю маси холодоагента  $\hat{W}$  :



$$\varepsilon = 5,5$$

$$\hat{W} = 30,9 \text{ кДж/кг}$$

Тобто повна холодопродуктивність холодильної установки становить:

$$\dot{Q}_{\text{хол}} = \dot{m}_{\text{R22}} \cdot \varepsilon \cdot \hat{W}, \quad (3.6)$$

де  $\dot{Q}_{\text{хол}}$  - кількість відібраного тепла на одиницю часу, кВт;

$\dot{m}_{\text{R22}}$  - масова витрата холодоагенту, кг/с.

При розрахунку потрібно врахувати присутність мертвого об'єму, гідравлічних втрат, перетоку хладагенту через ущільнювальні кільця кількість хладагенту, яка перекачується поршнем, значно менша.

### 3.3 Апроксимація аеродинамічних характеристик вентилятора математичною функцією

На основі еспериментальних даних маємо наступні значення ККД вентилятора  $\eta_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  та повного тиску створюваного вентилятором  $p_{\text{пов,вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  (таблиця 2.1 та рисунок 3.3).

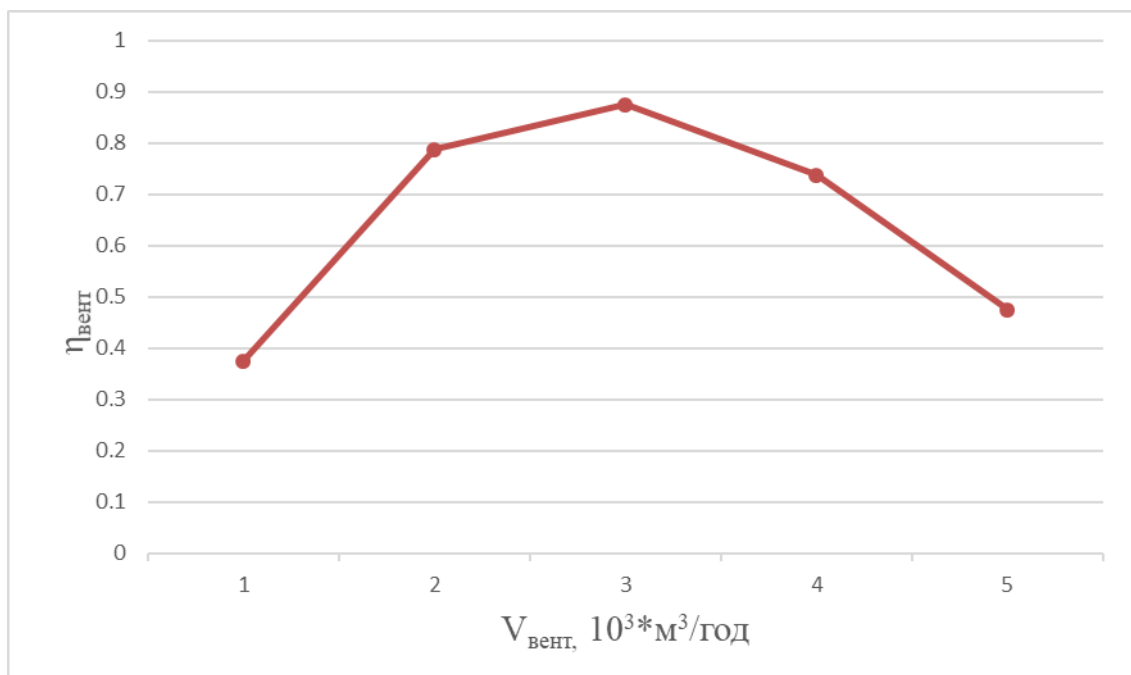


Рисунок 3.3 - Зміна ККД вентилятора в залежності від зміни продуктивності вентилятора

Загалом споживана потужність вентилятором  $\dot{W}_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  для даного діапазону продуктивності може бути представлена в вигляді регресійного рівняння поліному 2-ого порядку:

$$\dot{W}_{\text{вент}} = \frac{(a_0 + a_1 \cdot \dot{V}_{\text{вент}} + a_2 \cdot (\dot{V}_{\text{вент}})^2) \cdot \dot{V}_{\text{вент}}}{a_3 + a_4 \cdot \dot{V}_{\text{вент}} + a_5 \cdot (\dot{V}_{\text{вент}})^2} \quad (3.7)$$

Таблиця 2.1 - Значення ККД вентилятора  $\eta_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  (рисунок 2.9) та повного тиску створюваного вентилятором  $p_{\text{пов,вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  (рисунок 2.10).

$\dot{V}_{\text{вент}}, 10^3 \cdot \text{м}^3/\text{год}$	1	2	3	4	5
$\eta_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$	0,37	0,78	0,87	0,73	0,47
$p_{\text{пов,вент}}(\dot{V}_{\text{вент}}), \text{Па}$	750	690	600	450	170

Відповідно знайдемо коефіцієнти для рівняння 65 з використанням встроєної функції в ПЗ "MATLAB" (лістинг програми - рисунок 2.11).

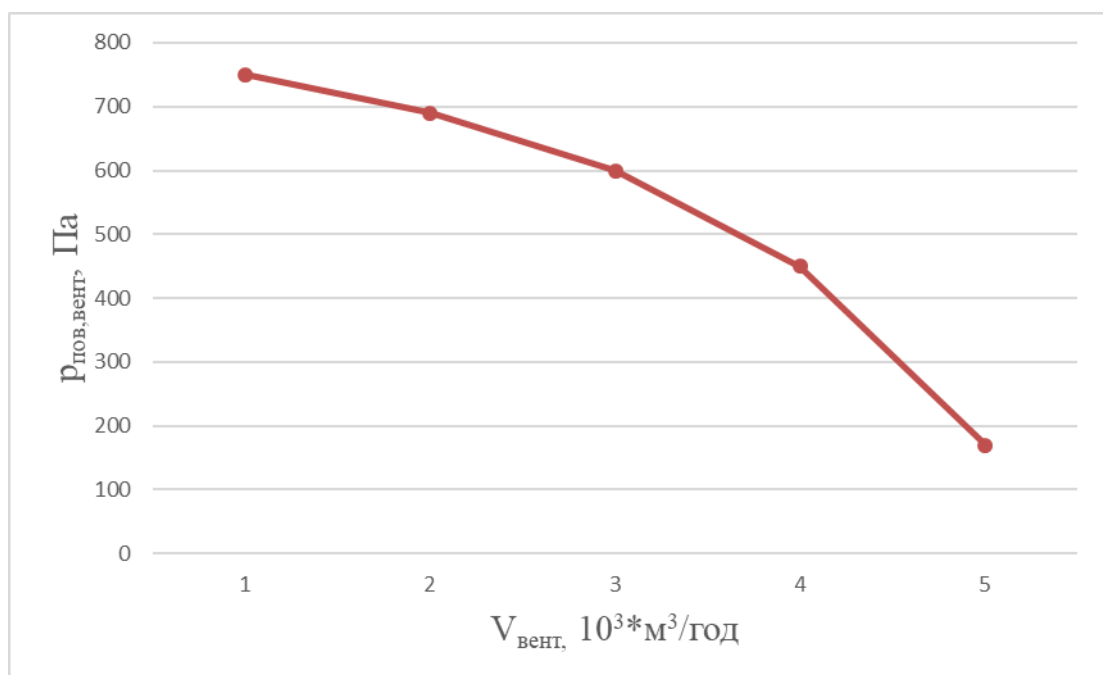


Рисунок 2.10 - Зміна повного тиску вентилятора в залежності від зміни продуктивності вентилятора

```

1
2 - V=[1,2,3,4,5];
3 - x=1:0.01:5;
4 - y1=[0.375,0.6975,0.865,0.7375,0.475];
5 - y2=[750,690,600,450,170];
6 - p1=polyfit(V,y1,2);
7 - p2=polyfit(V,y2,2);
8 - p_3=polyval(p1,V);
9 - p_4=polyval(p2,V);

```

Рисунок 2.11 - Лістинг програми для знаходження коефіцієнтів регресійного рівняння

Отримаємо відповідно значення коефіцієнтів для регресійного рівняння споживаної потужності вентилятором (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 - Значення коефіцієнтів регресійного рівняння споживаної потужності вентилятором

$a_0$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$
702	74,2	-35,7	0,18	0,66	-0,107

Відповідно регресійне рівняння матиме вигляд:

$$\dot{W}_{\text{вент}} = \frac{(702 + 74,2 \cdot \dot{V}_{\text{вент}} - 35,7 \cdot (\dot{V}_{\text{вент}})^2) \cdot \dot{V}_{\text{вент}}}{0,18 + 0,66 \cdot \dot{V}_{\text{вент}} - 0,107 \cdot (\dot{V}_{\text{вент}})^2}, \quad (3.8)$$

де продуктивність вентилятора  $\dot{V}_{\text{вент}}$  відповідно змінюється в допустимому інтервалі  $0,15 \cdot \dot{V}_{\text{air,max}} < \dot{V}_{\text{air,in}} < \dot{V}_{\text{air,max}}$ .

Порівняємо регресійне рівняння енергоспоживання вентилятора  $\dot{W}_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  з експериментальними значеннями таблиці 2.1, графічно - рисунок 2.12.

Результати значень отриманих з рівняння 66 представимо в вигляді таблиці 2.3. Відносна похибка фактичних значень повного тиску вентилятора  $p_{\text{пов,вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  та ККД вентилятора  $\eta_{\text{вент}}(\dot{V}_{\text{вент}})$  з теоретично отриманими значеннями регресійно-побудованого рівняння становить:

$$M_{p(\dot{V})} = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{p_{\text{вент},\phi,i}(\dot{V}) - p_{\text{вент},\tau,i}(\dot{V})}{p_{\text{вент},\phi,i}(\dot{V})} \right| \quad (3.9)$$

$$M_{\eta(\dot{V})} = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{\eta_{\text{вент},\phi,i}(\dot{V}) - \eta_{\text{вент},\tau,i}(\dot{V})}{\eta_{\text{вент},\phi,i}(\dot{V})} \right| \quad (3.10)$$

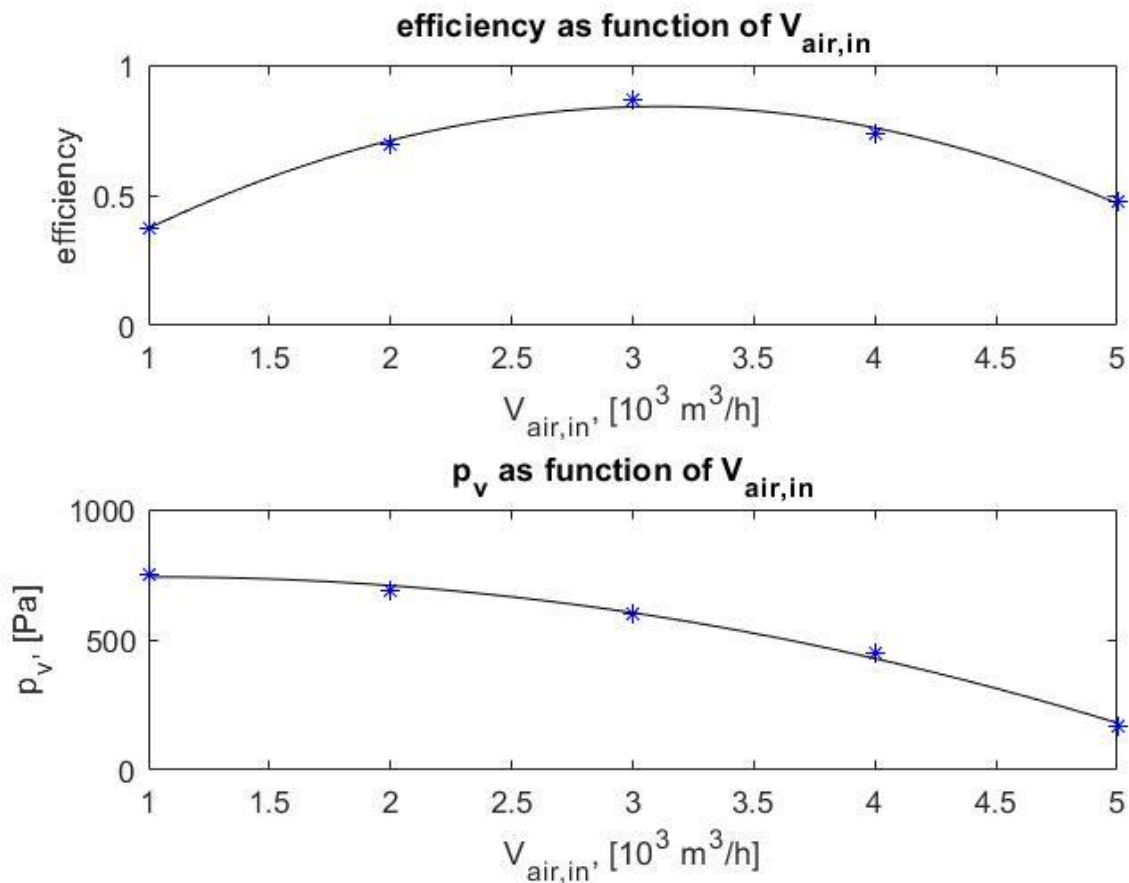


Рисунок 2.12 - Графічне відображення значень регресійного рівняння та фактичних значень для вентилятора

Таблиця 2.3 - Теоретично апроксимовані значення параметрів вентилятора в порівнянні з експериментальними

$p_{\text{вент},\phi,i}(\dot{V})$ , Па	750	690	600	450	170
$p_{\text{вент},\tau,i}(\dot{V})$ , Па	740	707	603	427	180
$\eta_{\text{вент},\phi,i}(\dot{V})$	0,37	0,78	0,87	0,73	0,47
$\eta_{\text{вент},\tau,i}(\dot{V})$	0,37	0,71	0,83	0,75	0,46

Графік теоретично споживаної потужності  $\dot{W}_{\text{вент}}$  радіального вентилятора в залежності від продуктивності  $\dot{V} = \{1 \leq \dot{V} \leq 3,5\}$  представлено на рисунку 2.13.

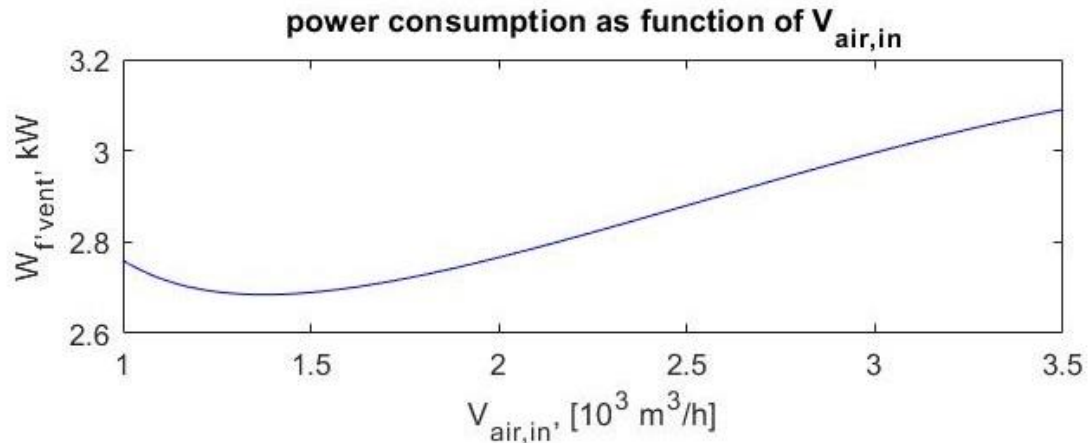


Рисунок 2.13 - Величина теоретично споживаної потужності вентилятором

при  $\dot{V} = \{1 \leq \dot{V} \leq 3,5\}$

Відповідно до значень наведених в таблиці відносні похибки для  $p_{\text{вент},T,i}(\dot{V})$  та  $\eta_{\text{вент},T,i}(\dot{V})$  становитимуть:

$$M_{p(\dot{V})} = 3\%$$

$$M_{\eta(\dot{V})} = 4\%$$

### 3.4 Моделювання режиму роботи СВіК

Як вихідні вимоги зазвичай промислові приміщення мають джерело забруднення з певним рівнем продукування забруднювача, зробимо припущення, що рівень максимальний рівень продукування в промисловому приміщенні становить відповідно  $\dot{m}_{3,r} = 0,146$  г/с, гранично допустима концентрація даного типу забруднювача  $c_3 = 0,007955$  моль/м<sup>3</sup>, при цьому концентрація забруднювача  $c_3$  в об'ємі вентиляованого приміщення є

однаковою величиною, що не потребує розгляду розподілу концентрації по об'єму приміщення  $V$ .

Відповідно рівняння матеріального балансу (рівняння 36) для забруднювача матиме вигляд:

$$\frac{dm_3}{dt} = \dot{m}_{3,\text{in}} - \dot{m}_{3,\text{out}} + \dot{m}_{3,\text{r}}, \quad (3.11)$$

де  $\dot{m}_{3,\text{in}}, \dot{m}_{3,\text{out}}$  - масовий потік забруднювача з вхідним (вихідним) потоком від системи вентиляції;

$m_3$  - маса забруднювача в об'ємі промислового приміщення.

Також за умовою постійності тиску в приміщенні та нехтуванням температурного розширення повітря маємо відповідно рівняння для об'єму повітря в приміщенні:

$$\frac{dV_{\text{пов}}}{dt} = 0 \quad (3.12)$$

$$\dot{V}_{\text{пов},\text{in}} = \dot{V}_{\text{пов},\text{out}}, \quad (3.13)$$

де  $V_{\text{пов}}$  - об'єм повітря в кімнаті, розраховується як внутрішня частина промислового приміщення та в даному випадку становить  $2000 \text{ м}^3$  (довжина, ширина робочого приміщення 20 м, висота приміщення становить 5 м);

$\dot{V}_{\text{пов},\text{in}}, \dot{V}_{\text{пов},\text{out}}$  - вхідний (вихідний) потік повітря з вентильованого приміщення.

Також рівняння 3.11 може бути виражене в параметрах повітря:

$$\frac{dm_3}{dt} = \dot{V}_{\text{пов},\text{in}} \cdot (c_{3,\text{in}} - c_{3,\text{out}}) + \dot{m}_{3,\text{r}}, \quad (3.14)$$

де концентрація забруднювача в вихідному потоці повітря  $c_{3,\text{out}}$  відповідає концентрації забруднювача в вентильованому приміщенні  $c_3$ .

Для стаціонарного випадку  $\frac{dm_3}{dt} = 0$  відповідно необхідна продуктивність системи вентиляції становить:

$$\dot{V}_{\text{пов,ін}} = \frac{\dot{m}_{3,\Gamma}}{M_3 c_3}, \quad (3.15)$$

де  $M_3$  - молярна маса забруднювача, яка відповідно становить 44 мг/моль.

Наступним кроком формулювання моделі є опис температури в приміщенні  $T_{\text{вн}}$  з врахуванням теплових втрат  $\dot{Q}_{\text{loss},i}$  через  $i$ -ий елемент приміщення, які відповідно виражаються в наступному вигляді:

$$\dot{Q}_{\text{loss},i} = U_i \cdot A_i \cdot (T_{\text{вн}} - T_i), \quad (3.16)$$

де  $U_i$  - коефіцієнт теплопередачі через  $i$ -ий елемент приміщення;

$A_i$  - площа поверхні  $i$ -ого елемента приміщення, через яку відбувається теплообмін.

Зміну температури в приміщенні  $T_{\text{вн}}$  можливо описати наступною рівністю:

$$\hat{c}_{\text{пов}} m_{\text{пов,пр}} \frac{dT_{\text{вн}}}{dt} = \dot{V}_{\text{пов,ін}} \rho_{\text{пов}} \hat{c}_{\text{пов}} (T_{\text{ін}} - T_{\text{вн}}) - \sum U_i \cdot A_i (T_{\text{вн}} - T_i) + q(t), \quad (3.17)$$

$$\hat{c}_{\text{ст}} m_{\text{ст}} \frac{dT_{\text{ст}}}{dt} = U_{\text{ст}} A_{\text{ст}} (T_{\text{вн}} - T_{\text{ст}}) - U_{\text{ст}} A_{\text{ст}} (T_{\text{вн}} - T_o) \quad (3.18)$$

$$\hat{c}_{\text{стл}} m_{\text{стл}} \frac{dT_{\text{стл}}}{dt} = U_{\text{стл}} A_{\text{стл}} (T_{\text{вн}} - T_{\text{стл}}) - U_{\text{стл}} A_{\text{стл}} (T_{\text{стл}} - T_o), \quad (3.19)$$

де  $m_{\text{пов,пр}}$  - маса повітря в приміщенні, в якому здійснюється вентиляція та кондиціонування;

$\rho_{\text{пов}}$  - густина повітря в приміщенні, так як температурне розширення повітря є незначним, приймаємо густину повітря постійною величиною, яка відповідно дорівнює  $\rho_{\text{пов}} = 1,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ ;

$q(t)$  - теплонадходження від людей, освітлення, установок;

ст, стл - індекси, які відповідають стіні та стелі.

В першому випадку СВіК працює в режимі відповідності тепловтратам  $\dot{Q}_{\text{loss},i}$  та тепловим надходженням від калорифера СВіК, продуктивність вентилятора  $\dot{V}_{\text{пов,ін}}$  відповідає мінімально необхідній витраті для видалення



забруднювача та підтримці на рівні гранично допустимої концентрації. Початкова температура в кімнаті  $T_{\text{вн}}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Проведемо симуляцію простої моделі в ПЗ "OpenModelica", де режим роботи відповідає поточним параметрам систем без використання методів прогнозування та побудови типових графіків навантаження, лістинг програми наведено на рисунку 2.14.

```

2 parameter Real a=20 "Довжина промислового приміщення, м";
3 parameter Real b=20 "Ширина промислового приміщення, м";
4 parameter Real h=5 "Висота промислового приміщення, м";
5 parameter Real A_w=2*(a+b)*h "Площа поверхні стіни, м2";
6 parameter Real A_r=a*b "Площа поверхні стелі, м2";
7 parameter Real V=a*b*h "Внутрішній об'єм кімнати або об'єм
8 повітря, м3";
9 parameter Real R_w=1.3 "Питомий тепловий опір стіни, м2*К/Вт";
10 parameter Real R_r=1.1 "Питомий тепловий опір стелі, м2*К/Вт";
11 parameter Real w_w=0.93 "Товщина стіни, м";
12 parameter Real rho_w=1200 "Густина матеріалу стіни, кг/м3";
13 parameter Real m_w=2*(a+b)*h*w_w*rho_w "Маса стіни для визначення
14 теплоінерційності, кг";
15 parameter Real w_r=0.8 "Товщина стелі, м";
16 parameter Real m_r=a*b*w_r*rho_w "Маса стіни для визначення
17 теплоінерційності, кг";
18 parameter Real c_p_w=780 "Питома теплоємність матеріалу стіни, Дж/(кг*К)";
19 parameter Real rho_air=1.23 "Густина повітря, кг/м3";
20 parameter Real m_air=rho_air*V "Mass of the air in the room, kg";
21 parameter Real c_p_air=1000 "Питома теплоємність повітря, Дж/(кг*К)";
22 parameter Real c_gdk=0.007955 "Гранично допустима концентрація
23 забруднювача, моль/м3";
24 parameter Real M_p=0.044 "Молярна маса забруднювача, кг/моль";
25 parameter Real m_f_g_p=0.00087 "Величина генерації забруднювача, кг/с";
26 parameter Real eps=5.5 "Холодильний коефіцієнт обладнання охолодження";
27 parameter Real kkd_recup=0 "Величина рекуперації повітря";
28 parameter Real T_ref=20 "Задана температура внутрішнього повітря, С";
29 parameter Real kkd_ed=0.8 "ККД приводу вентилятора та електродвигуна";
30 parameter Real T_outd=-1 "Температура зовнішнього повітря, С";
31 Real T_room(start=10, fixed=true) "Початкова температура повітря в
32 робочому приміщенні, С";

33 Real T_in "Температура вхідного потоку повітря, С";
34 Real V_f_in "Об'ємна витрата повітря, м3/с";
35 Real Q_f_h_loss "Сукупні втрати тепла через стіни, стелю, кВт";
36 Real Q_f_h "Величина розрахованого теплового потоку, кВт";
37 Real W_f_vent "Величина споживаної потужності вентилятором, кВт";
38 Real W_f_tot "Повна величина енергоспоживання, кВт";
39 equation
40 V_f_in=m_f_g_p/M_p/c_gdk;
41 Q_f_h_loss=1/R_w*A_w*(T_room-T_outd)+1/R_r*A_r*(T_room-T_outd);
42 Q_f_h=(1/R_w*A_w*(T_ref-T_outd)+1/R_r*A_r*(T_ref-T_outd));
43 Q_f_h=V_f_in*rho_air*c_p_air*(T_in-T_room);
44 W_f_vent=1/3600*V_f_in*(-35.7*V_f_in^2+74.28*V_f_in+702)/
45 (-0.1073*V_f_in^2+0.6616*V_f_in+0.184)/kkd_ed;
46 der(T_room)=(V_f_in*rho_air*c_p_air*(T_in-T_room)-Q_f_h_loss)/(c_p_air*m_air);
47 W_f_tot=Q_f_h/1000+W_f_vent;

```

Рисунок 2.14 - Лістинг опису моделі СБіК в ПЗ "OpenModelica" в  
стаціонарних умовах роботи



Графіки зміни температур в приміщенні та вхідного потоку від системи СВіК наведено на рисунках 2.15.а та 2.15.б.

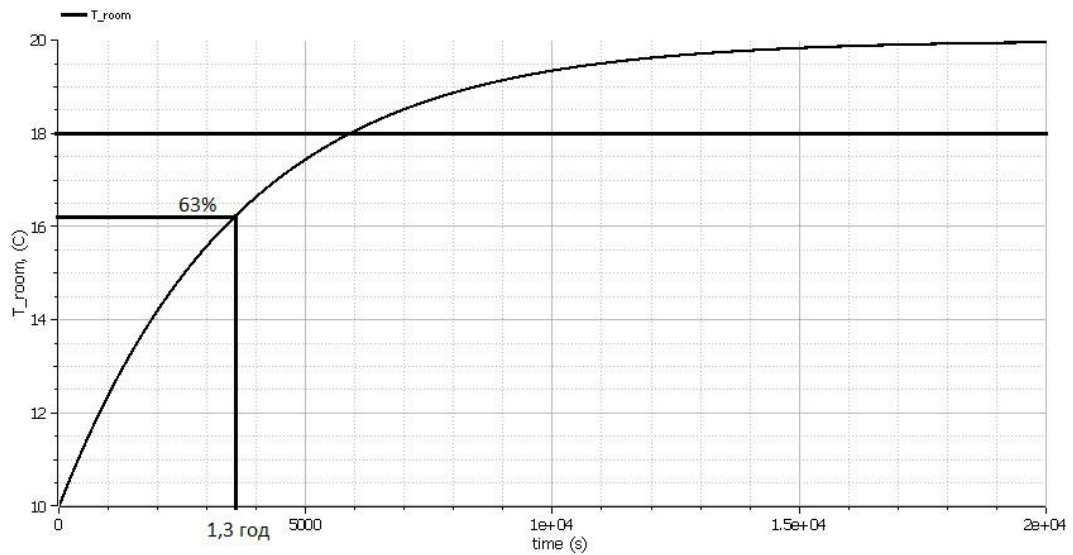


Рисунок 2.15.а - Зміна внутрішньої температури приміщення протягом перших шести годин симуляції

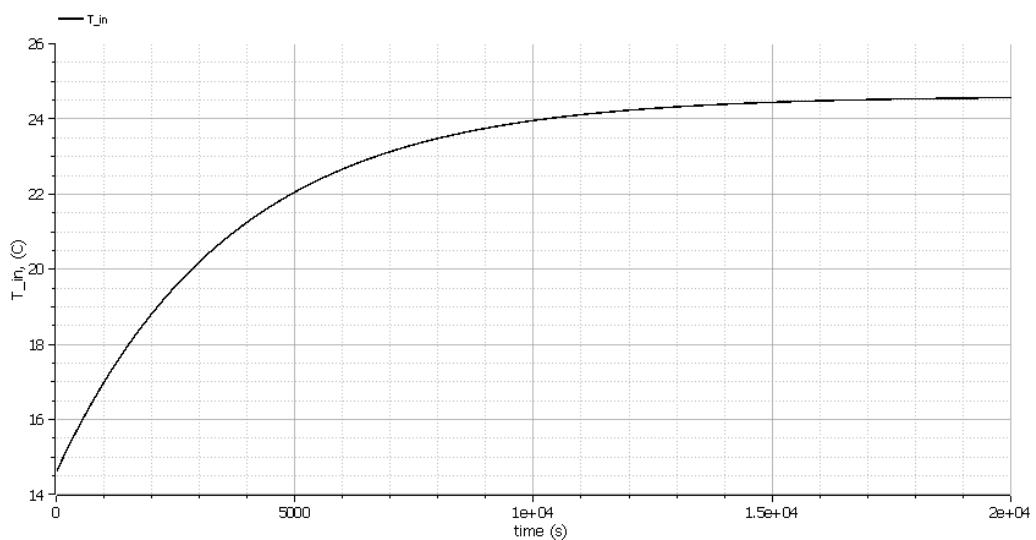


Рисунок 2.15.б - Зміна температури вхідного потоку повітря після підігріву в калорифері протягом перших шести годин симуляції

Як результати симуляції потрібно вказати показники енергоспоживання та споживаної потужності при постійній температурі зовнішнього середовища  $T_o = -1$  °C протягом постійної часу  $T_s = 1,3$  год, відповідні показники наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 - Споживана потужність та енергія калорифером та вентилятором установки протягом постійної часу  $T_s = 1,3$  год.

$\dot{Q}_h$ , кВт	$Q_h$ , кВт*год	$\dot{W}_{\text{вент}}$ , кВт	$W_{\text{вент}}$ , кВт*год	$\dot{W}_{\text{tot}}$ , кВт	$W_{\text{tot}}$ , кВт*год
7,2	9,36	4,93	6,409	12,2	15,86

Результати симуляції показують, що при даному вигляді регулювання система витрачає 1,3 години для зменшення різниці між заданою температурою та початковою температурою робочого приміщення на 63%, відповідно при даному виді регулювання система немає перевитрат, але має значну тривалість часу для досягнення заданої температури.

### 3.5 Моделювання режиму роботи СВІК з використанням засобів автоматизації

Регулювання систем в яких параметри зовнішнього середовища змінюються з часом прийнято здійснювати на основі рівняння 3.1, яке можна переписати в більш наглядному вигляді:

$$\vec{e}(t) = \vec{X}_{\text{сист}}(t) - \vec{X}_{\text{сист,ref}}(t) \quad (3.20)$$

$$\vec{Tr}(t) = \frac{\vec{u}(t)}{\vec{e}(t)}, \quad (3.30)$$

де  $\vec{e}(t)$  - вектор зі значеннями різниць між заданими параметрами системи та поточними.

Оптимізація процесу керування установкою, яка виражається в вигляді оптимальної форми керування  $\vec{Tr}_{\text{opt}}(t)$  при данному векторі параметрів системи  $\vec{X}_{\text{сист}}(t)$  та часових обмеженнях досягнення системою стану  $\vec{X}_{\text{сист,ref}}(t)$  в вигляді  $T_{\text{обм}}$ :

$$\vec{Tr}_{\text{opt}}(t) = f(\vec{e}(t), T_{\text{обм}}) \quad (3.31)$$

Оптимізація може проводитись по показнику енергоспоживання установки  $W_{\text{уст}}$  в залежності від виду функції перетворення:

$$W_{\text{уст}}(Tr(t)) \rightarrow \min \quad (3.32)$$

При контролі лише одного параметру системи такого як температура внутрішнього повітря використовують пропорційно-інтегруючий контролер, запис якого в дискретній формі має наступний вигляд:

$$\begin{aligned} e_i &= T_{\text{ref,вн}} - T_{\text{вн},i} \\ u_i &= K_p + Z_{i-1} \quad , \\ Z_i &= Z_{i-1} + \Delta t \frac{K_p}{T_i} \cdot e_i \end{aligned} \quad (3.33)$$

де  $K_p = \text{const}$  - пропорційна складова контролера;

$T_i = \text{const}$  - інтегруюча складова контролера.

Наприклад при збільшенні потужності підігріву повітря від калорифера в два рази, швидкість досягнення заданої температури також зростає, але це потребує додаткової енергії, яка буде витрачена на швидкість процесу (рисунок 2.16).

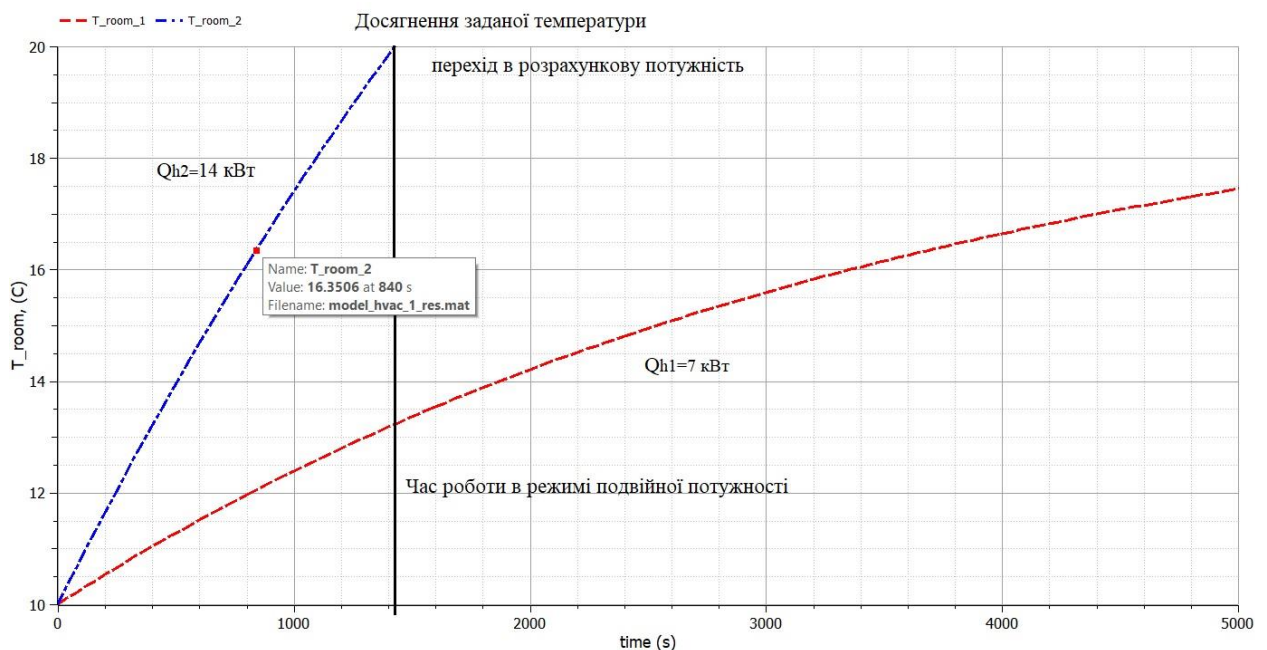


Рисунок 2.16 - Графічне відображення впливу збільшення потужності на швидкість досягнення заданої температури

Найбільш економічний варіант утворення режиму роботи СВіК є знаходження розрахункової потужності при якій досягається задані параметри робочого середовища як найбільш економічного та подальше її коригування в залежності від максимально допустимого часу досягнення системою заданих значень параметрів робочого простору. При збільшенні потужності з кроком 20% від розрахункового значення (рисунк 2.17), зменшення часу досягнення заданих значень з кожним кроком падає, але відносно невеликі значення збільшення значення потужності значно зменшують час досягнення заданих характеристик.

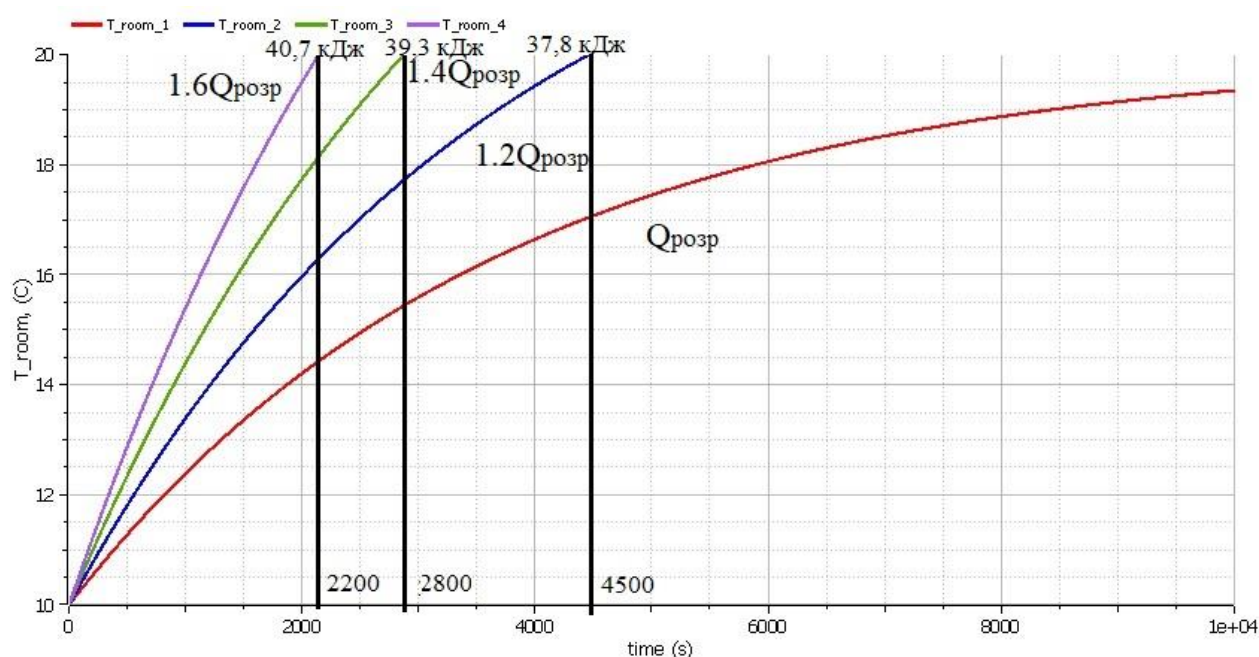


Рисунок 2.17 - Різна тривалість досягнення заданої температури в залежності від значення потужності

### Висновки до третього розділу:

1. Вирішена проблема пов'язана в визначенням найбільш впливових факторів на рівень енергоспоживання установки СВіК за допомогою побудови матриці коефіцієнтів кореляції в MS Excel "Пакет аналіз даних".
2. Розроблена спрощена модель з орієнтуванням на складові СВіК з суттєвим енергоспоживанням за допомогою апроксимації характеристик вентилятора та визначенням характеристик режимів підігріву/охолодження потоку повітря від СВіК.

3. Промодельовано режим роботи установки при розрахунку необхідної витрати повітря та визначено характеристики перехідного процесу зміни температури при зміні величини підігріву повітря. Швидкість досягнення заданих параметрів робочого приміщення викладає відповідне додаткове споживання потужності та є величиною, яка є нелінійного характеру.

## РОЗДІЛ 4 СТАРТАП ПРОЕКТ

### 4.1 Опис ідеї продукту

Таблиця 4.1 - Опис ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Зменшення енергоспоживання СВіК за рахунок кращого підбору параметрів режиму роботи	1. Підприємства значних розмірів зі значною динамікою показників робочих умов виробництва	Збільшення комфорту в робочих приміщеннях, зменшення енергоспоживання в залежності від наявного часу для досягнення заданої температури
	2. Виробники пристроїв автоматичного контролю	Додавання нового режиму роботи обладнання

В порівнянні з існуючими методами контролю режимів роботи обладнання буде додана нова можливість для регулювання швидкості досягнення заданих параметрів робочого приміщення за рахунок більшого енергоспоживання.

Таблиця 4.2 - Оцінка сторін товару конкурентів та власного продукту

№ п/п	Технікоекономічні характеристики ідеї	Потенційні товари конкурентів		W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій продукт	Контроль на основі прогнозування енергоспоживання			
1	Гнучкість регулювання режимів роботи	1	2	2		1
2	Контроль енергоспоживання в заданному режимі	1	2	2		1

## 4.2 Технологічний аудит ідеї проекту

Таблиця 4.3 - Технологічний аудит ідеї проекту

Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
Покращення характеристик регулювання установкою	Написання програмного забезпечення для контролера	Наявна	Доступні
Оптимальне значення енергоспоживання для досягнення заданого параметру	Формування типового графіку на основі експериментальних даних вимірювань та визначення часу включення установки	Наявна	Доступні

Як висновок можна сказати, що технології на даний час є наявними та коштують незначних коштів, що дозволить модернізувати ПЗ автоматичних пристроїв регулювання для покращення характеристик гнучкості роботи.

#### 4.3 Аналіз можливостей розвитку стартап-проекту в умовах ринку

Визначення ринкових можливостей, які можна використати під час ринкового впровадження проекту, та ринкових загроз, які можуть перешкодити реалізації проекту, дозволяє спланувати напрями розвитку проекту із урахуванням стану ринкового середовища, потреб потенційних клієнтів та пропозицій проектів-конкурентів.

Таблиця 4.4 - Характеристика потенційного ринку стартап-проекту

Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
Кількість головних гравців, од	667
Загальний обсяг продаж, ум.од	14889
Динаміка ринку (якісна оцінка)	стагнує
Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	Знаходження інвестора
Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Відсутні, так як це модифікація поточних режимів регулювання обладнання

Присутня зацікавленість в виробників обладнання СВіК, але для утвердження технології та її адаптації до графіків навантаження потрібні додаткові дослідження, але відносно стандартизації цей модифікований режим роботи немає жорстких вимог.



Таблиця 4.5 - Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія (цільові сегменти ринку)	Відмінності у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів	Вимоги споживачів до товару
Збільшення гнучкості режимів роботи СВіК	Об'єкти в яких присутня значна динаміка параметрів робочого приміщення	Досягнення більш комфортних умов роботи та зменшення енергоспоживання	Простота користування контролером, ясність в показниках енергоспоживання

Таблиця 4.6 - Фактори загроз

Фактор	Зміст загрози
Незнання базових енергетичних характеристик кінцевим споживачем	Складність оцінки комфорту та енергоспоживання як залежних величин та досягнення балансу між ними
Потребує додаткового технічного обладнання для реалізації в виді кінцевого продукту	Сама характеристика модифікованого режиму роботи потребує реалізації в контролері, щоб отримати готовий товар для входу на ринок

Таблиця 4.7 - Фактори можливостей

Фактор	Зміст можливості
Реалізація в вигляді додаткового режиму роботи в одного виробника обладнання як оновлення функціоналу в стагнуючій галузі	Розповсюдження нового режиму роботи завдяки успіху в першого виробника з пілотною моделлю
Зацікавленість в енергозберігаючих технологіях	Підвищення цін на ПЕР викликає підвищений попит на технології, які зменшують енергоспоживання

Таблиця 4.8 - Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства
Характеристика конкуренції – монополія	Немає аналогів на поточний час	Спочатку матиме збільшені прибутки за рахунок зацікавленості в новому режимі роботи
За рівнем конкурентної боротьби - національний	Зменшення питомих витрат на виробництво продукції	Зменшення собівартості продукції
За галузевою ознакою – товарно-видова	Впровадження реалізується на підприємствах зі значною складовою навантаження СВіК	Можливість більш раціонально використовувати ПЕР
За характером конкурентних переваг – нецінова	Вдосконалення існуючих технологій регулювання	

Таблиця 4.9 - Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти
Складові аналізу	Розробники режимів роботи обладнання з іншими енергетичними показниками навантаження	Розробники нових типів контролерів з більшим діапазоном обробки вимірювань, що дозволить використовувати інші методи регулювання	Автори-дослідники та виробники пристроїв регулювання зацікавлені в розповсюдженні технології -	Зацікавленість

Продовження таблиці 4.9

Висновки:	Конкурентна боротьба присутня і потрібно врахувати швидкість розвитку технологій	Потенційні конкуренти можуть вивести на ринок більш розширений метод регулювання, завдяки розвитку технологій	Так як товар є по суті доповнювачем до пристроїв контролю, то потрібно налагоджувати партнерські відносини	Гнучкість роботи та зменшення енергоспоживання є актуальним завданням
-----------	--	---	--	---

Сучасні режими роботи в обладнанні часто мають характеристики енергозберігаючих, але вони не враховують графік зміни навантаження, щоб оптимально регулювати своє енергоспоживання, саме це і є перевагою від конкурентів. Гнучкість режимів регулювання є істотною перевагою та зменшує бар'єр входу на ринок.

Таблиця 4.10 - Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
Гнучкість регулювання режимів роботи	Більш глибокий контроль параметрів роботи обладнання дозволяє покращити його енергетичні характеристики
Наявність даних відносно графіку навантаження споживача	Дані дозволяють підібрати оптимальний режим роботи СВіК

Таблиця 4.11 - SWOT- аналіз стартап-проекту

<p>Сильні сторони:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Гнучкість режимів регулювання;</li> <li>- Знання впливу режиму роботи на енергоспоживання</li> </ul>	<p>Слабкі сторони:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Необхідність в програмному забезпеченні та пристроях автоматики</li> <li>- Наявність вимірювань для побудови типового графіку навантаження</li> </ul>
<p>Можливості:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Коригування плану роботи СВіК раціональнішим чином</li> </ul>	<p>Загрози:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Розповсюдження технології серед виробників пристроїв автоматики потребує коштів</li> </ul>

#### 4.4 Розроблення ринкової стратегії проекту

Таблиця 4.12 - Вибір цільових груп потенційних споживачів

Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачів сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
Підприємства, які мають значну частину навантаження в вигляді СВіК	Готовність прийняти до розгляду	Буде відомий після розгляду	Достатня	Достатня

Обравши цільові групи потенційних споживачів визначаємо стратегію охоплення ринку: локальний маркетинг.

Таблиця 4.13 - Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які?	Стратегія конкурентної поведінки
так	так	ні	швидке розповсюдження

#### 4.5 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Таблиця 4.14 - Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

Потреба	Вигода, яку пропонує товар	Ключові переваги перед конкурентами (існуючі або такі, що потрібно створити)
Зменшення енергоспоживання, більша гнучкість режимів роботи	Новизна в області енергозбереження	Наявність функціоналу контролера для створення прогнозу навантаження

Таблиця 4.15 - Опис трьох рівнів моделі товару

Рівні товару	Сутність та складові						
I. Товар за здумом	Визначення рівнів енергоспоживання в залежності від різних режимів роботи та формування рекомендованих режимів						
II. Товар у реальному виконанні	Властивості/характеристики <table> <tr> <td>1.</td><td>Гнучкість</td></tr> <tr> <td>2.</td><td>Простота</td></tr> <tr> <td>3.</td><td>Необхідність вимірювань</td></tr> </table>	1.	Гнучкість	2.	Простота	3.	Необхідність вимірювань
1.	Гнучкість						
2.	Простота						
3.	Необхідність вимірювань						

Таблиця 4.16 - Формування системи збуту

Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів	Функції збуту, які має виконувати постачальник товару
Купівля права користування дослідженими характеристиками енергоспоживання	Надання пояснень переваг при регулюванні заснованому на визначенні графіку навантаження

### **Висновки до четвертого розділу:**

1. Даний продукт має можливість успішного виходу на ринок. Але динаміка ринку говорить про швидку появу конкурентних технологій. Щоб закріпитись на ринку потрібно встановлювати зв'язки з виробниками пристроїв регулювання. Маркетингові дослідження дозволяють визначити значний попит на технології пов'язані зі зменшенням енергоспоживання.

2. Промисловість України потребує покращення режимів роботи установок СВІК так як це вагомий споживач, тому попит на даний товар присутній. Так як технологія позиціонується більше як дослідження енергетичних характеристик обладнання, то разом з відповідними пристроями автоматизації досягається кінцевий продукт з модифікованим контролем режимів роботи обладнання. Хоча сильної конкуренції не просліджується існують бар'єри які заважають успішному просуванню, такі як необізнаність, а як наслідок, незацікавленість потенційних клієнтів.

## **ВИСНОВКИ**

1. Завдання оптимізації систем вентиляції та кондиціонування є комплексною і повинна вирішуватися з урахуванням аеродинамічних, теплофікаційних, кліматологічних і економічних факторів. Технічний рівень, ефективність і якість системи вентиляцію повинні оцінюватися по техніко-функціональним показникам. Одним з найважливіших елементів системи вентиляції в випадку промислової вентиляції є радіальний вентилятор, який забезпечує необхідну продуктивність системи. Значне енергоспоживання СВіК та відсутність ефективного регулювання продуктивністю та параметрами повітря в залежності від навантаження призводить до значних втрат як електроенергії так і теплової енергії. Тому дослідження і поліпшення параметрів радіального вентилятора для подачі змінної витрати повітря стає важливим і ключовим завданням.

2. При моделюванні та дослідженні характеристик роботи СВіК потрібно використовувати комбінований підхід до моделювання, який дозволяє оцінити точність моделі заснованої на фізичних законах з коригуванням її елементів за допомогою емпіричних методів (регресійний аналіз) з використанням вимірювань з реального об'єкту. Найбільш складною складовою процесу розробки є визначення часових меж відносно яких будуть розроблятися методи керування режимами роботи для досягнення оптимальних енергетичних показників. Відомо, що річна зміна параметрів зовнішнього повітря визначає суттєву нестаціонарність та нелінійність окремих характеристик технологічного обладнання. Це насамперед виявляється на характеристиках регулювання обладнання, що значно ускладнює задачу вибору методів та засобів автоматичного регулювання режимами роботи технологічного обладнання систем.

3. Вирішена проблема пов'язана в визначенням найбільш впливових факторів на рівень енергоспоживання установки СВіК за допомогою побудови матриці коефіцієнтів кореляції в MS Excel "Пакет аналіз даних". Розроблена спрощена модель з орієнтуванням на складові СВіК з суттєвим енергоспоживанням за допомогою апроксимації характеристик вентилятора

та визначенням характеристик режимів підігріву/охолодження потоку повітря від СВІК. Промодельовано режим роботи установки при розрахунку необхідної витрати повітря та визначено характеристики перехідного процесу зміни температури при зміні величини підігріву повітря. Швидкість досягнення заданих параметрів робочого приміщення викладає відповідне додаткове споживання потужності та є величиною, яка є нелінійного характеру.

4. Даний продукт має можливість успішного виходу на ринок. Але динаміка ринку говорить про швидку появу конкурентних технологій. Щоб закріпитись на ринку потрібно встановлювати зв'язки з виробниками пристроїв регулювання. Маркетингові дослідження дозволяють визначити значний попит на технології пов'язані зі зменшенням енергоспоживання. Промисловість України потребує покращення режимів роботи установок СВІК так як це вагомий споживач, тому попит на даний товар присутній. Так як технологія позиціонується більше як дослідження енергетичних характеристик обладнання, то разом з відповідними пристроями автоматизації досягається кінцевий продукт з модифікованим контролем режимів роботи обладнання. Хоча сильної конкуренції не просліджується існують бар'єри які заважають успішному просуванню, такі як необізнаність, а як наслідок, незацікавленість потенційних клієнтів.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Карпис Е.Е. Повышение эффективности систем кондиционирования. [Текст] / Е.Е. Карпис - М., 1977. - 56 с.
2. Приступа М.М. Енергозбереження в Україні: правові аспекти і практична реалізація [Текст] / М.М. Приступа, М.В. Бохонко. – Рівне: видавець О.Зень, 2011. – 104 с.
3. Чазова Т.Ю. Управление энергопотреблением [Текст] / Т.Ю. Чазова, А.В. Чазов. – Екатеринбург: УГТУ, 2005. – 153 с.
4. Калмаков А.А. Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции [Текст] / А.А. Калмаков - М., 1985. - 34 с.
5. Беннет К.О. Гидродинамика, теплообмен и массообмен [Текст] / К.О. Беннет. - М., 1966. - 221 с.
6. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания [Текст] / О.Д. Волков. - Харьков, 1989. - 66 с.
7. Караджи В.Г. Некоторые особенности эффективного использования вентиляционно-отопительного оборудования [Текст] / В.Г. Караджи, Ю.Г. Московко. - М., 2005. - 135 с.
8. Поляков В.В. Насосы и вентиляторы [Текст] / В.В. Поляков, Л.С. Скворцов. - М., Стройиздат, 1990. - 336 с.
9. Свистунов В.М. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха [Текст] / В.М. Свистунов, Н.К. Пушняков. - Санкт-Петербург, 2007. - 225 с.
10. Кано. Аэродинамические показатели центробежных компрессоров промышленного назначения [Текст] / Кано. - Токио, 1982. 78 - 93с.
11. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха [Текст] / А.А. Рымкевич. -М., 1990. - 228 с.
12. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике [Текст] / Л.И. Седов. - М., 1967. - 464 с.

13. Кулагин В.А. Теория центробежных и осевых компрессоров и вентиляторов [Текст] / В.А. Кулагин. - Красноярск, 1982. - 156 с.

14. Виноградов В.И. Вентиляторы электрических машин [Текст] / В.И. Виноградов.- Санкт-Петербург, 1981. - 321 с.

15. Находов В.Ф. Застосування методів самоорганізації математичних моделей енергоспоживання для встановлення «стандартів» в системах оперативного контролю енергоефективності [Текст] / В.Ф. Находов, І.В. Стеценко, Я.С. Бедерак // Енергосбережение. Енергетика. Енергоаудит. – 2012. – № 5(99). – С. 56-67.

16. Находов В.Ф. Вибір оптимального набору критеріїв з метою комплексної оцінки адекватності побудови «стандарту» енергоспоживання в системах оперативного контролю енергоефективності [Текст] / В.Ф. Находов, О.В. Бориченко, Д.О. Іванько //Енергетика. Екологія. Людина. – 2013. – № 3(34). – С.31-35.

17. Згуровець О.В. Эффективные методы управления потреблением электрической энергии / О.В. Згуровець, Г.П. Костенко // Проблемы загальної енергетики. – 2007. – №16. – С. 25-33.